

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
«ХАРЬКОВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ»**

Л. С. КРАВЧЕНКО

**РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ,
ИЗГОТОВЛЕНИИ И СБОРКЕ**

Учебное пособие

Утверждено
редакционно-издательским
советом университета,
протокол №3 от 15.12.2008 г.

ХАРЬКОВ НТУ "ХПИ" 2009

ББК 34.41
К 78
УДК 621.71

Рецензенты: *В. В. Коломиец*, д-р техн. наук, проф., Харьковский государственный университет сельского хозяйства;
А. Ф. Раб, канд. техн. наук, проф., Национальный технический университет «ХПИ»

Наведено основні відомості про розмірні ланцюги, розглянуто особливості і приклади розмірного аналізу редукторів, пристосувань, інструментальних та верстатних систем, технологічних систем, технологічних розмірів.

Призначено для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання, може бути корисно інженерам-технологам і конструкторам машинобудівних підприємств.

ISBN

Кравченко Л. С. Размерный анализ при проектировании, изготовлении и сборке: Учеб. пособие для студентов машиностроительных специальностей. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2009. – 352 с.

Приведены основные сведения о размерных цепях, рассмотрены особенности и примеры размерного анализа редукторов, приспособлений, инструментальной и станочной систем, технологических размеров.

Предназначено для студентов машиностроительных специальностей всех форм обучения, может быть полезно инженерам-технологам и конструкторам машиностроительных предприятий.

Ил. 140 . Табл. 60. Библиогр. 47 наим.

ISBN

ББК 34.41

© Л.С. Кравченко, 2009.
© НТУ «ХПИ», 2009.

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	7
Глава 1. ПОНЯТИЕ О РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЯХ	9
1.1. Назначение размерных цепей и решаемые инженерные задачи	9
1.2. Термины и определения.....	9
1.3. Постановка задачи и построение размерных цепей.....	17
1.3.1. Нахождение замыкающего звена и его параметров	18
1.3.2. Выявление составляющих звеньев	22
1.4. Виды связей размерных цепей	26
1.5. Задачи, решаемые при расчете размерных цепей	31
1.6. Методы расчета размерных цепей	31
1.6.1. Метод max-min.....	32
1.6.2. Теоретико-вероятностный метод.....	34
1.7. Способы решения проектной задачи.....	40
1.8. Передаточное отношение составляющих звеньев	44
1.9. Примеры решения проектной задачи способом одинакового качества.....	50
1.9.1. Расчет методом max-min.....	51
1.9.2. Расчет теоретико-вероятностным методом	53
1.10. Примеры решения параллельно связанных размерных цепей	56
1.11. Пример расчета размерных цепей по определению допусков на операционные размеры	59
Глава 2. РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ В ТЕХНОЛОГИИ СБОРКИ.....	63
2.1. Метод полной взаимозаменяемости	64
2.2. Метод неполной взаимозаменяемости	65
2.3. Метод групповой взаимозаменяемости	66
2.4. Метод регулирования компенсатором	72
2.5. Метод пригонки	85
2.6. Выбор метода сборки	89
2.7. Этапы и алгоритмы решения размерных цепей	91
2.8. Сравнение методов сборки. Примеры	99

2.8.1. Метод полной взаимозаменяемости	100
2.8.2. Метод неполной взаимозаменяемости	101
2.8.3. Метод групповой взаимозаменяемости	103
2.8.4. Метод пригонки	106
2.8.5. Метод регулирования компенсатором	108
2.9. Пример расчета размерной цепи вертикально-фрезерного станка [22]	111
Глава 3. РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ	114
3.1. Приспособление с базированием заготовки на два пальца	114
3.2. Приспособление для базирования и размерной настройки при фрезеровании шпоночного паза.....	125
Глава 4. РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И СБОРКИ ЭЛЕМЕНТОВ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ СИСТЕМ ДЛЯ МНОГОЦЕЛЕВЫХ СТАНКОВ.....	135
4.1. Общие положения.....	135
4.2. Пример расчета размерной цепи инструментального блока, установленного в шпинделе	141
4.2.1. Расчет размерной цепи методом max-min.....	144
Глава 5. РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ РЕДУКТОРОВ	147
5.1. Радиальный зазор и осевая игра в подшипниках	147
5.2. Размерные цепи цилиндрического редуктора	154
5.2.1. Решаемые задачи, исходные звенья и размерные цепи.....	156
5.2.2. Пример расчета размерных цепей вала колеса редуктора	163
5.3. Размерные цепи конического одноступенчатого редуктора.....	168
5.3.1. Решаемые задачи, исходные звенья и размерные цепи.....	170
5.3.2. Пример расчета размерных цепей вала шестерни	174
5.3.3. Пример расчета размерных цепей вала колеса.....	184
5.4. Размерные цепи червячного редуктора.....	192
5.4.1. Решаемые задачи, исходные звенья и размерные звенья	193
5.4.2. Пример расчета размерных цепей червячного редуктора.....	199

Глава 6. РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ СТАНОЧНОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ	206
6.1. Токарная технологическая система	207
6.1.1. Размерные цепи настройки токарного станка с ЧПУ	207
6.1.2. Замыкающее звено при наружной обточке и расточке	209
6.1.3. Настроечный размер при подрезке торца	216
6.2. Размерная цепь сверлильно-фрезерно-расточных станков с ЧПУ ...	219
6.3. Особенности и методы достижения точности замыкающего звена.	222
6.3.1. Метод полной взаимозаменяемости	224
6.3.2. Метод размерной настройки инструмента вне станка	227
6.3.3. Метод настройки станка по результатам измерения действительного размера детали	233
6.3.4. Метод размерной настройки станка по результатам измерения положения режущей кромки	234
6.4. Регулирование положения режущих кромок инструмента.....	237
6.5. Особенности и средства размерной настройки инструмента вне станка	247
6.5.1. Приспособления для настройки инструмента.....	247
6.5.2. Приборы для размерной настройки инструмента.....	250
Глава 7. ОСОБЕННОСТИ ЗАМЕНЫ РАЗМЕРОВ	261
7.1. Технологические размеры	261
7.2. Типы технологических размеров	263
7.2.1. Станочный размер C_m	263
7.2.2. Размер по упору C_b	264
7.2.3. Инструментальный размер	265
7.3. Замена размеров.....	266
7.4. Условия замены размеров.....	270
7.5. Взаимосвязь допусков размеров и расположения.....	274
Глава 8. СПОСОБЫ НАНЕСЕНИЯ РАЗМЕРОВ НА ЧЕРТЕЖАХ.....	277
8.1. Требования к расстановке размеров на чертежах	277
8.2. Способы простановки размеров.....	279
8.3. Простановка размеров на деталях, обрабатываемых на станках типа «обрабатывающий центр»	282

Глава 9. СЛОЖЕНИЕ И ВЫЧИТАНИЕ В РАСЧЕТАХ	
РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ	285
9.1. Расчет размерных цепей методом max-min	285
9.2. Анализ исполнительных размеров деталей шпоночного соединения.....	287
9.3. Анализ размеров шпоночного вала с учетом припуска на обработку цилиндрической поверхности.....	289
9.4. Расчет технологических размеров и припуска на обработку.....	293
9.5. Замена размеров на чертежах деталей.....	296
9.6. Определение размеров детали на сборочном чертеже	298
Глава 10. РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ И РАСЧЕТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ	
РАЗМЕРОВ.....	300
10.1. Погрешность технологического размера	300
10.2. Условия расчета технологического размера.....	303
10.3. Отклонение на технологический размер.....	305
10.4. Допуск на технологический размер.....	307
10.5. Пример расчета технологических размеров	311
Приложение 1	321
Приложение 2	331
Приложение 3	332
Приложение 4	333
Приложение 5	334
Приложение 6	335
Приложение 7	336
Приложение 8	337
Приложение 9	338
Приложение 10	339
Приложение 11	341
Приложение 12	346
Список литературы	347

ПРЕДИСЛОВИЕ

Создание и совершенствование конструкций, технологических процессов изготовления и сборки изделий, установление точности размеров и размерная настройка станочных технологических систем невозможна без размерного анализа. Базируется размерный анализ на теории и практике расчета размерных цепей и дает возможность на стадии проектирования отрабатывать изделие на технологичность, обосновывать выбор метода сборки, рассчитывать оптимальные допуски размеров, определять точностные параметры конструкторского и технологического плана.

В настоящее время накоплен большой опыт применения размерных цепей в инженерных расчетах. Вместе с тем внедрение расчетов размерных цепей в курсовых проектах, выпускных работах бакалавров и специалистов не соответствует задачам производства. В известной мере это связано с отсутствием учебной литературы, в которой систематизирован опыт применения размерного анализа в инженерных расчетах. Разбросанность информации и недостаточность примеров в решении инженерных задач затрудняют освоение студентами теории и практики размерного анализа объектов проектирования, изготовления и сборки.

В учебном пособии сделана попытка систематизировать использование размерного анализа для достижения точности при проектировании, механической обработке и сборке. Приведены общие положения и примеры размерного анализа при определении допусков на размеры на стадии проектирования изделий, при достижении точности сборки, в расчетах точности вспомогательного и режущего инструмента в инструментальных системах многоцелевых станков, при инструментальной подготовке станков с автоматическим получением размера и станков с программным управлением в достижении точности размера обрабатываемой заготовки, в расчетах точности

деталей приспособлений на отдельных технологических операциях, в расчетах наладочных технологических размеров. Рассмотрена замена размеров и особенности простановки размеров на чертежах.

В приложениях приведена справочная информация и варианты заданий, что будет способствовать внедрению размерного анализа при проведении лабораторных и практических занятий, а также при выполнении разделов выпускных работ бакалавров и специалистов.

Глава 1

ПОНЯТИЕ О РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЯХ

1.1. Назначение размерных цепей и решаемые инженерные задачи

С помощью размерных цепей можно решать следующие задачи.

1. Устанавливать рациональные методы достижения точности при изготовлении и сборке изделий.
2. Определять размерную взаимосвязь в сборочных единицах редукторов, приспособлений, кривошипно-шатунных механизмов и т. д.
3. Рассчитывать рациональные допуски размеров деталей с учетом метода обработки, сборки и типа производства.
4. Выбирать базовые поверхности с учетом размерных связей между чистовыми и черновыми поверхностями.
5. Выполнять замену размеров и допусков расположения в случае несовпадения конструкторских и технологических баз.
6. Рассчитывать межоперационные размеры, припуски и допуски.
7. Рассчитывать точность размеров базирующих поверхностей приспособлений, инструментальных блоков, деталей металлорежущих станков и т. д.
8. Анализировать технологические станочные системы с целью определения методов и средств достижения точности размера заготовки с учетом погрешности обработки и измерения.

1.2. Термины и определения

Расстояния между поверхностями (осями) деталей, относительное расположение деталей в сборочных единицах изделий задаются линейными и угловыми размерами, которые образуют взаимосвязанные размерные цепи.

Последовательность формирования поверхностей на заготовке при механической обработке отображается размерными цепями. Измерения дета-

лей также выполняются в определенной последовательности и образуют замкнутые размерные цепи в системе «деталь–измерительное средство».

Таким образом, каждый этап – конструирование, изготовление, сборка, измерение – связан с образованием размерных цепей, анализируя которые, можно прогнозировать и просчитывать на стадии проектирования выходящую точность изделия.

Размерной цепью называется совокупность линейных и угловых размеров, определяющих взаимное расположение поверхностей (или осей) одной или нескольких деталей, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении поставленной задачи.

Замкнутость размерного контура – необходимое условие для анализа и решения размерной цепи.

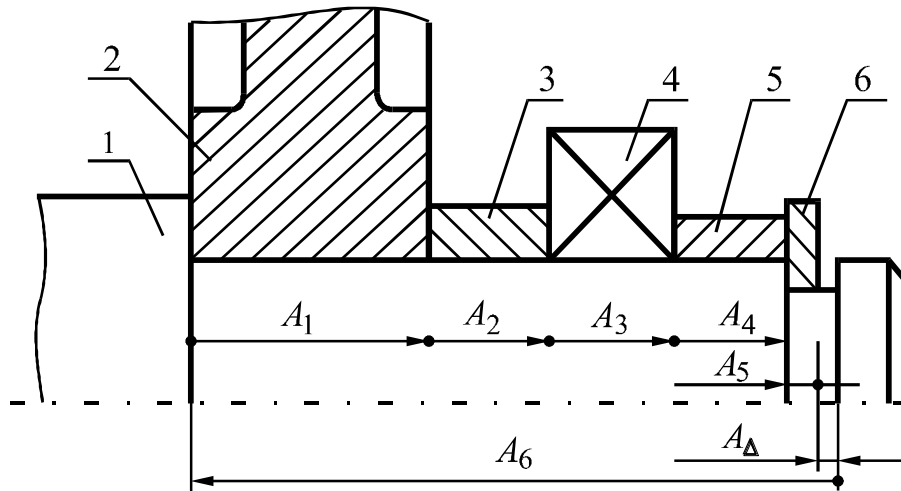
Размерные цепи отображают объективные размерные связи в конструкциях изделий, в технологических процессах механической обработки и сборки, при измерениях. Они имеют место на каждом этапе обеспечения точности: проектирования, изготовления и измерения. В соответствии с этим различают конструкторские, технологические и измерительные размерные цепи.

Конструкторские размерные цепи определяют линейные или угловые расстояния между поверхностями или осями симметрии поверхностей в изделии (рис. 1.1). Конструкторская размерная цепь обеспечивает точность при конструировании.

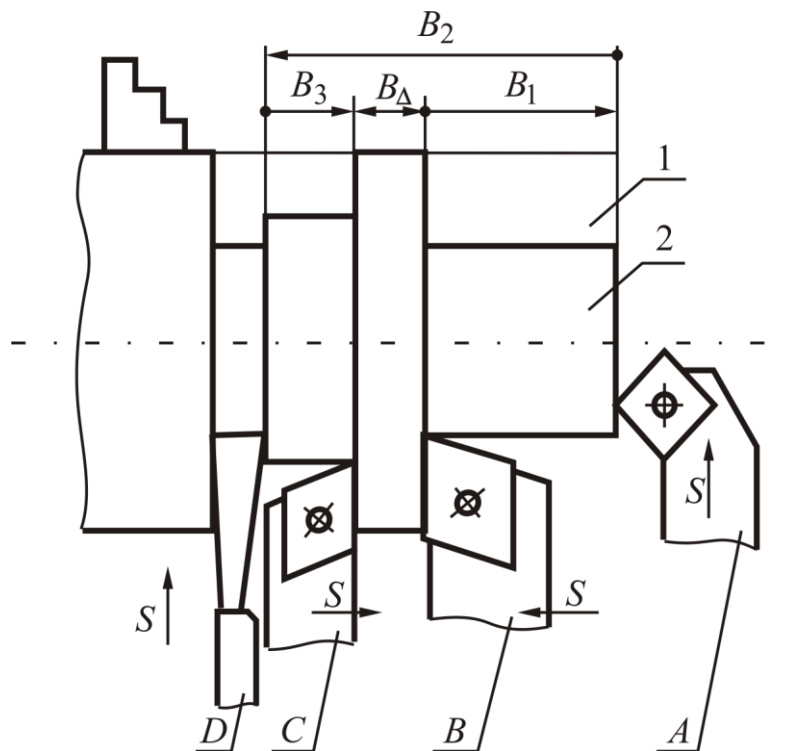
Технологическая размерная цепь определяет расстояние между поверхностями изделия в порядке выполнения операций (переходов) при механической обработке (рис. 1.1 б) и сборке (рис. 1.1 а). Технологические размерные цепи обеспечивают точность при изготовлении изделий.

Базовой деталью в сборочной единице, приведенной на рис. 1.1 а, является вал 1. Детали устанавливаются на вал в такой последовательности: 2–3–4–5–6. Размеры собранных деталей образуют замкнутый контур размеров A . Последним при сборке получился зазор A_{Δ} , без которого сборка узла была бы невозможной. Размерная цепь A отображает технологический процесс сборки и в этом смысле она называется **технологической**. Если эта же размерная цепь показана на сборочном чертеже, то она устанавливает взаимо-

связи поверхностей деталей при проектировании и называется **конструкторской размерной цепью**.



а



б

Рисунок 1.1 – Технологические размерные цепи: а – при сборке: 1 – вал; 2 – зубчатое колесо; 3, 5 – дистанционные втулки; 4 – подшипник; 6 – стопорное кольцо; б – при механической обработке: 1 – заготовка; 2 – деталь

На рис. 1.1 б приведена схема обработки двухступенчатого вала на токарном станке с одной установки. На операции выполняется несколько технологических переходов: подрезка торца (резец A); проточка цилиндрической поверхности (резец B) в размер B_1 ; проточка канавки (резец D) в размер B_2 ; проточка цилиндрической поверхности (резец C) в размер B_3 и отрезка детали с размером B_2 . Последним получился размер B_Δ . Замкнутый контур размеров B отображает последовательность обработки поверхностей детали и называется **технологической размерной цепью**. B_1 , B_2 и B_3 являются производственными размерами и от их точности будет зависеть точность размера B_Δ . Если размеры B_1 , B_2 , B_3 и B_Δ вытекают из чертежа детали, то они образуют **подетальную размерную цепь**.

Размеры A_Δ и B_Δ получились последними в результате принятых технологических процессов сборки и механической обработки и поэтому их называют **замыкающими** в замкнутом контуре размеров.

Замыкающее звено – это такое звено, которое получилось в размерной цепи последним в процессе обработки детали, сборки изделия или измерения.

Замкнутость – обязательное условие решения размерной цепи. **На чертежах деталей не допускается простановка размеров с замкнутым контуром**. Замыкающий размер на чертежах деталей не указывают.

Измерительной размерной цепью называется та размерная цепь, звеньями которой являются размеры системы «измерительное средство – измеряемая деталь» (рис. 1.2).

Замыкающим звеном измерительной размерной цепи является измеренный размер детали. В измерительную размерную цепь (см. рис. 1.2) входят следующие размеры: A_1 – расстояние от рабочей поверхности неподвижной губки штанги до целого размера, кратного 1 мм, взятого по основной шкале линейки. Это расстояние соответствует ближайшему меньшему значению (слева от нулевого штриха нониуса); A_2 – дробное значение размера на основной шкале линейки (штанги), отсчитываемое по нониусу в зависимости от того, какое деление нониуса совпадает с каким-либо делением

основной шкалы; A_3 – расстояние от нуля нониуса до рабочей поверхности измерительной губки подвижной рамки. Измеренный действительный размер детали будет зависеть от точности деления на шкале линейки штанги, шкале нониуса и от точности расположения нуля нониуса относительно измерительной поверхности подвижной губки рамки.

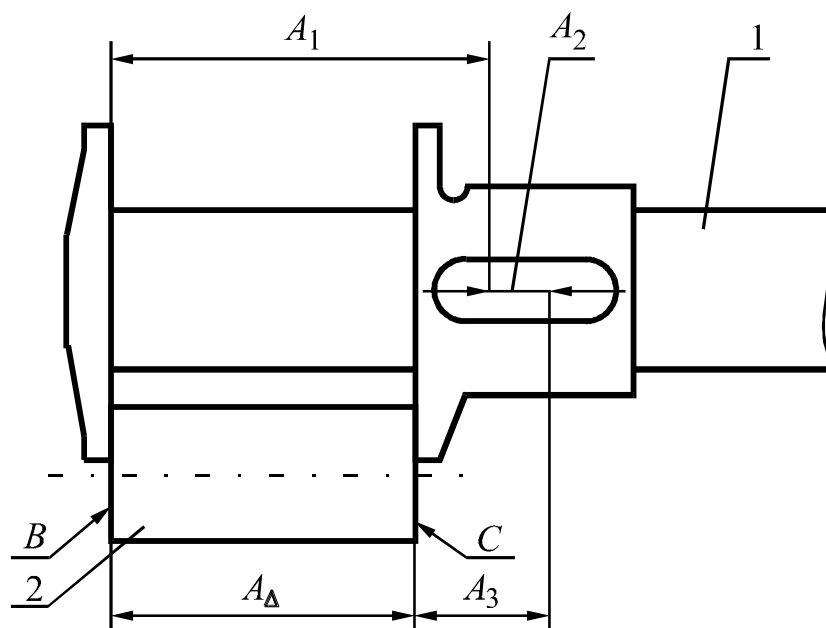


Рисунок 1.2 – Схема измерительной размерной цепи: 1 – измерительный инструмент; 2 – деталь (B и C – действительные поверхности детали)

Измерительная размерная цепь дает возможность планировать точность шкал на измерительных устройствах, в том числе и на нониусах, а также точность взаимного расположения основной шкалы и шкалы на нониусе.

В зависимости от формы и пространства размерные цепи бывают такими:

- **линейными**, звеньями которых являются линейные размеры;
- **угловыми**, звеньями которых являются угловые размеры;
- **плоскими**, звенья которых расположены в одной или нескольких параллельных плоскостях;
- **пространственными**, звенья которых не параллельны одно другому и лежат в непараллельных плоскостях.

В зависимости от метода достижения точности при сборке размерная цепь может быть без компенсатора или с компенсатором. В первом случае требуемая точность замыкающего звена обеспечивается взаимозаменяемыми деталями, во втором – за счет регулирования точности компенсаторами.

По характеру взаимной связи размерные цепи могут быть **независимыми**, когда все звенья входят лишь в одну размерную цепь, и **зависимыми**, когда одно или несколько звеньев входят в две или более размерные цепи.

Для удобства анализа размерные цепи изображают в виде схем (рис. 1.3).

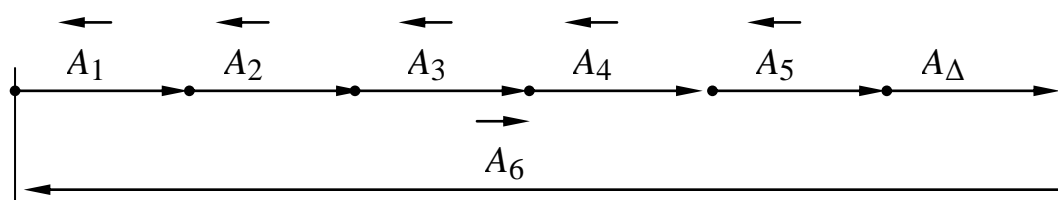


Рисунок 1.3 – Схема размерной цепи устройства, представленного на рис. 1.1 а

Размеры, образующие размерную цепь, называются ее звеньями, которые делятся на **составляющие и одно замыкающее**.

Составляющими называются такие звенья, изменение которых вызывает изменение величины замыкающего звена. Составляющие звенья обозначают прописными буквами русского или строчными буквами греческого (кроме α , β , ξ , λ , ω) алфавитов с индексом в виде порядкового номера составляющего звена, например $A_1, A_2, A_3, \dots, A_{m+n}; B_1, B_2, B_3, \dots, B_{m+n}$ и т. д. ($m + n$ – число составляющих звеньев размерной цепи).

Составляющие звенья делятся на увеличивающие и уменьшающие в зависимости от их действия на замыкающее звено. Чтобы выявить характер составляющего звена, его следует увеличивать и наблюдать при этом, что происходит с замыкающим звеном. Если с увеличением составляющего звена замыкающее звено увеличивается, то его называют **увеличивающим**, если наоборот, т.е. оно вызывает уменьшение замыкающего звена, то составляющее звено называют **уменьшающим**.

Для определения характера составляющего звена в линейных размерных цепях применяют также следующий простой прием. Все составляющие звенья размерной цепи, находящиеся на схеме в одной группе (одной ветви) с замыкающим звеном, относят к уменьшающим, а все остальные звенья – к увеличивающим.

В примере (см. рис. 1.3) составляющие звенья A_1, A_2, A_3, A_4 и A_5 являются уменьшающими, так как с их увеличением размер A_Δ уменьшается. Размер A_6 – увеличивающее звено, так как с его увеличением увеличивается и замыкающее звено.

Условно обозначают на схемах составляющие звенья стрелками над символом звена: \rightarrow – для увеличивающих звеньев; \leftarrow – для уменьшающих звеньев.

Замыкающие звенья обозначают теми же буквами, что и составляющие звенья, но вместо номера пишут индекс Δ , например, A_Δ, B_Δ и т. д.

Номинальный размер замыкающего звена при сборке, как правило, равен нулю. Допуск замыкающего звена в любом случае задают с помощью двух предельных отклонений, например,

$$A_{\Delta}^{es_{\Delta}},$$

где $A_\Delta = 0$ – номинальный размер замыкающего звена при сборке;

es_Δ и ei_Δ – предельные отклонения.

Допуск T_Δ и координата середины поля допуска замыкающего звена рассчитываются по известным формулам:

$$T_\Delta = es_\Delta - ei_\Delta, \quad (1.1)$$

$$E_{m_\Delta} = 0,5(es_\Delta + ei_\Delta). \quad (1.2)$$

Замыкающим звеном сборочной размерной цепи может быть зазор (натяг) или линейный размер между поверхностями или осями двух деталей, или угловой размер, определяющий относительное положение поверхности или оси одной детали относительно поверхности или оси другой детали, например, несовпадение центров передней и задней бабки токарного станка, отклонение от параллельности осей центров передней и задней бабки и т. д.

Замыкающее звено считают также исходным. **Исходным звеном** размерной цепи называется такое замыкающее звено, которое определяет функционирование изделия с заданной точностью и надежностью. Исходное звено ставит задачу проектирования, в том числе при обработке, сборке и измерениях.

В сборочных размерных цепях различают также **компенсирующее звено** – это одно из составляющих звеньев, изменением которого достигается требуемая точность замыкающего звена при сборке или настройке.

Сопряжения (рис. 1.4) типа «вал–отверстие» или «паз–выступ» образуют зазоры, за счет которых происходит относительное смещение деталей. В качестве составляющих звеньев в размерные цепи включаются смещения осей симметрии сопряженных деталей. Условно эти смещения называют **звеньями-зазорами**.

Звенья размерной цепи можно разделить на виды:

- 1) звенья – линейные размеры (см. рис. 1.1);
- 2) звенья – угловые размеры (рис. 1.17);
- 3) звенья – линейные зазоры (см. рис. 1.4 а);
- 4) звенья – угловые зазоры (см. рис. 1.4 б).

Отклонения размеров деталей, определяемые величиной и направлением, называются **векторными ошибками**. К векторным ошибкам относятся, например, радиальные биения поверхностей за счет эксцентриситета осей, биение торцевых поверхностей, некруглость и др.

Отклонения размеров деталей, полностью определяемые одной величиной, называются **простыми** или **скалярными**. К скалярным ошибкам относятся отклонения в линейных или угловых размерах (расстояние между поверхностями, осями, параллельность или перпендикулярность поверхностей, осей и т. п.)

В расчетах размерных цепей употребляется такое понятие, как **корректирующее звено**. Это одно из составляющих звеньев размерной цепи, с помощью которого назначают стандартные допуски всех составляющих звеньев кроме корректирующего, не нарушая условий (1.3), (1.4), (1.16) – (1.19).

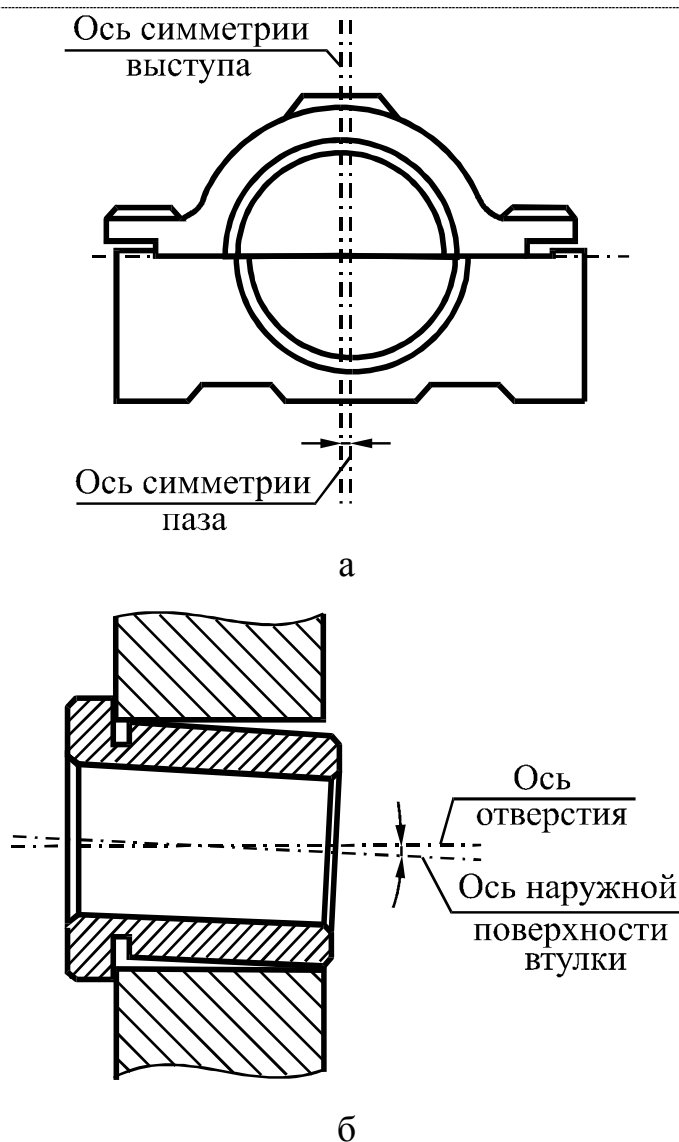


Рисунок 1.4 – Примеры сборочных единиц с различными по виду звеньями размерной цепи: а – звенья – линейные зазоры; б – звенья – угловые зазоры

1.3. Постановка задачи и построение размерных цепей

Наиболее ответственным этапом в расчете размерных цепей является построение размерных цепей. При построении размерных цепей может быть два вида ошибки: или в размерную цепь включают размеры, не имеющие отношения к поставленной задаче, или не все размеры, влияющие на выходящую точность изделия, включают в размерную цепь.

В зависимости от решаемой задачи изображают схему изделия, технологической системы (СПИД), технологического процесса или измерения, на которую наносят размерную цепь или размерные цепи.

В размерную цепь должны входить только те размеры, которые непосредственно влияют на точность обработки, сборки или измерения.

Рекомендуется составлять размерную цепь в два этапа:

1. Нахождение замыкающего звена, его допуска и координаты середины поля допуска.
2. Выявление составляющих звеньев, влияющих на замыкающее звено.

1.3.1. Нахождение замыкающего звена и его параметров

Замыкающее звено размерной цепи находят, исходя из задачи, возникающей при конструировании изделия, его изготовлении и измерениях.

Поэтому вначале должна быть поставлена и четко сформулирована задача, решение которой необходимо для обеспечения соответствия конструкции изделия его служебному назначению, обеспечения требуемой точности изделия при изготовлении или оценке его точности при измерениях.

При выявлении замыкающего звена рекомендуется точно знать этап достижения точности: проектирование (конструирование); изготовление; сборка; измерение. Каждый этап достижения точности имеет свои особенности в постановке задачи, решение которой необходимо для достижения точности.

При конструировании изделия переход от формулировки задачи к нахождению замыкающего звена заключается в выявлении такого линейного или углового размера, от значения которого зависит решение поставленной задачи. Рассмотрим несколько примеров.

На рис. 1.5 представлена конструкция золотникового устройства.

Исходя из условий эксплуатации и собираемости золотникового устройства, необходимо обеспечить постановкой размеров решение следующих задач:

1. Обеспечить плавное (без заеданий) перемещение золотника с одновременным сохранением нормы утечки масла в золотниковом устройстве.

2. Обеспечить совмещение осей каналов в крышке и корпусе золотникового устройства до такого состояния, чтобы уменьшение площади канала в стыке корпуса с крышкой не создавало недопустимого увеличения сопротивления потока масла в гидравлической цепи.

3. Обеспечить присоединение (собираемость) крышки к корпусу золотника винтами 1 и 2.

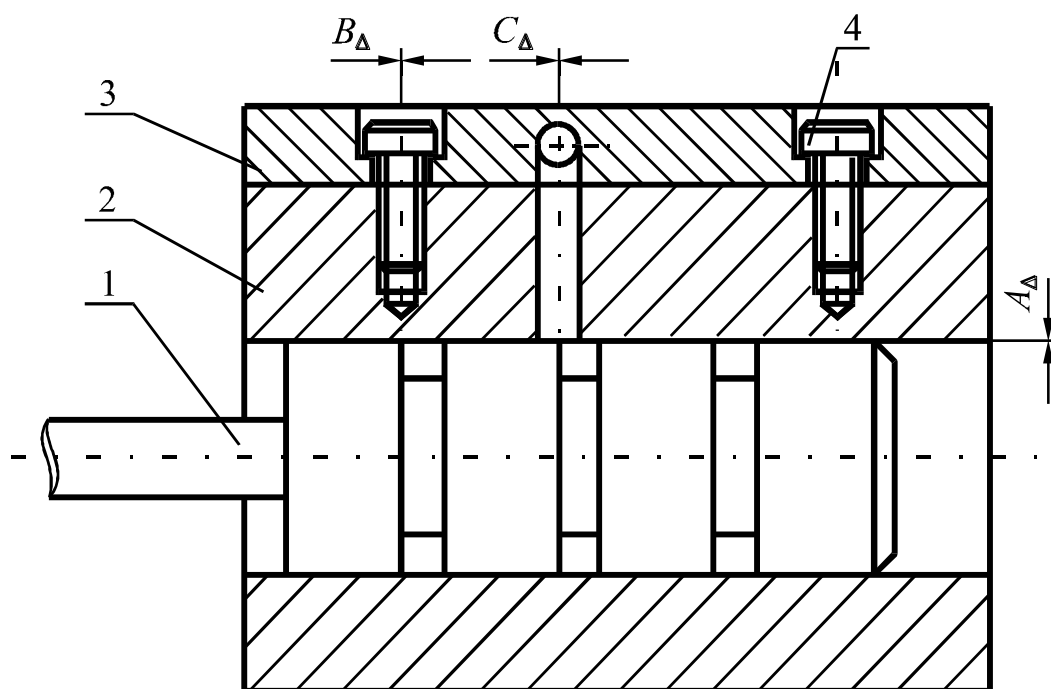


Рисунок 1.5 – Конструкция золотникового устройства: 1 – золотник; 2 – корпус золотника; 3 – крышка; 4 – крепежные болты (A_{Δ} – зазор, ограниченный посадкой по рабочей поверхности золотника, C_{Δ} – несовпадение осей каналов в крышке и в корпусе золотника, B_{Δ} – несовпадение осей крепежного отверстия в крышке и оси резьбового отверстия в корпусе золотника)

Требование первой задачи влияет на выбор (расчет) посадки по цилиндрической рабочей поверхности золотника. Замыкающим звеном размерной цепи являются функциональные зазоры, а на чертеже узла – предельные зазоры (S_{\min} и S_{\max}).

Относительное смещение осей каналов будет замыкающим звеном C_{Δ} в размерной цепи: корпус–крышка. Причем точность замыкающего размера будет зависеть не только от точности межосевого расстояния в корпусе и

крышке, но также и от точности посадок: винт–корпус; винт–крышка по резьбовой и цилиндрической поверхностям.

Обеспечить решение требуемой задачи можно точностью взаимного расположения осей резьбы в корпусе и оси цилиндрического отверстия в крышке. Относительное смещение этих осей B_{Δ} будет представлять замыкающее звено в сборочной размерной цепи.

На рис. 1.6 дан пример задачи к нахождению замыкающего звена в сборочной единице редуктора.

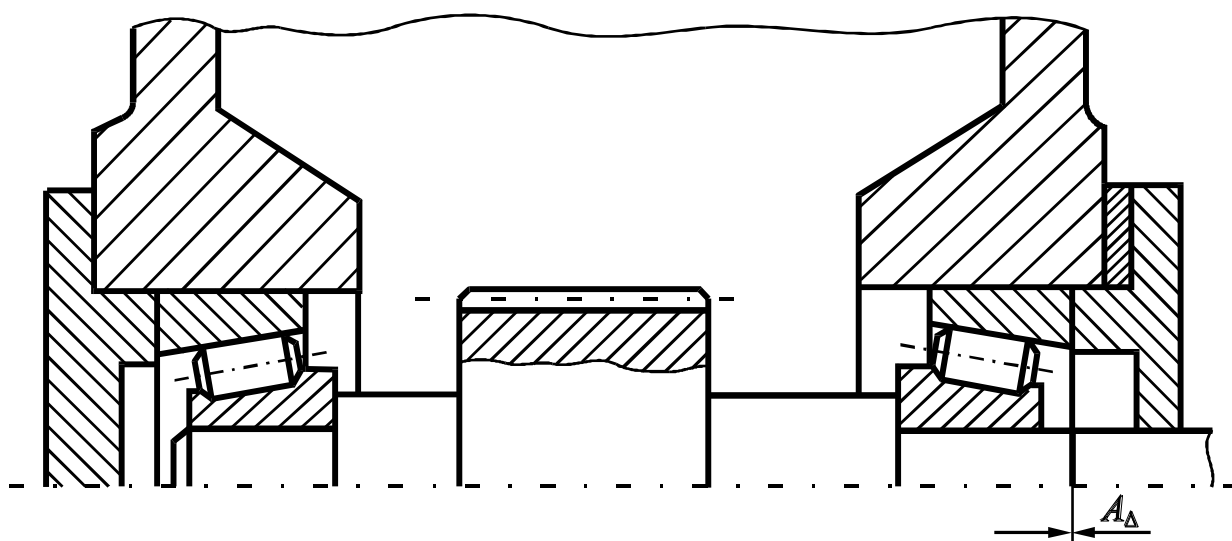


Рисунок 1.6 – Сборочный узел вала шестерни цилиндрического редуктора

Свобода относительного взаимного перемещения при вращении внутреннего и наружного колец подшипников зависит от радиального зазора между боковыми дорожками колец и телами качения. Величина этого зазора зависит от осевой игры в подшипниках, т.е. от осевого зазора «С» (рис. 5.2). Так как при сборке торцевая поверхность наружного кольца подшипника соприкасается с торцом крышки, то и свобода вращения вала будет зависеть от расстояния A_{Δ} между торцами крышки и наружного кольца подшипника. Задачу служебного назначения подшипника решает замыкающее звено A_{Δ} .

Номинальный размер A_{Δ} принимают равным нулю, а предельные отклонения на зазор принимают в зависимости от типа, размеров и условий эксплуатации подшипников (табл. П1.14–П1.18). На практике известны случаи, когда между торцами крышки и наружного кольца подшипника должен быть натяг (задний мост автомобиля), величина которого косвенно оценивается по крутящему моменту, который необходимо при контроле приложить к валу после сборки узла.

На рис 1.7 изображена схема расположения инструмента относительно оси вращения заготовки при обработке вала на токарном станке с ЧПУ.

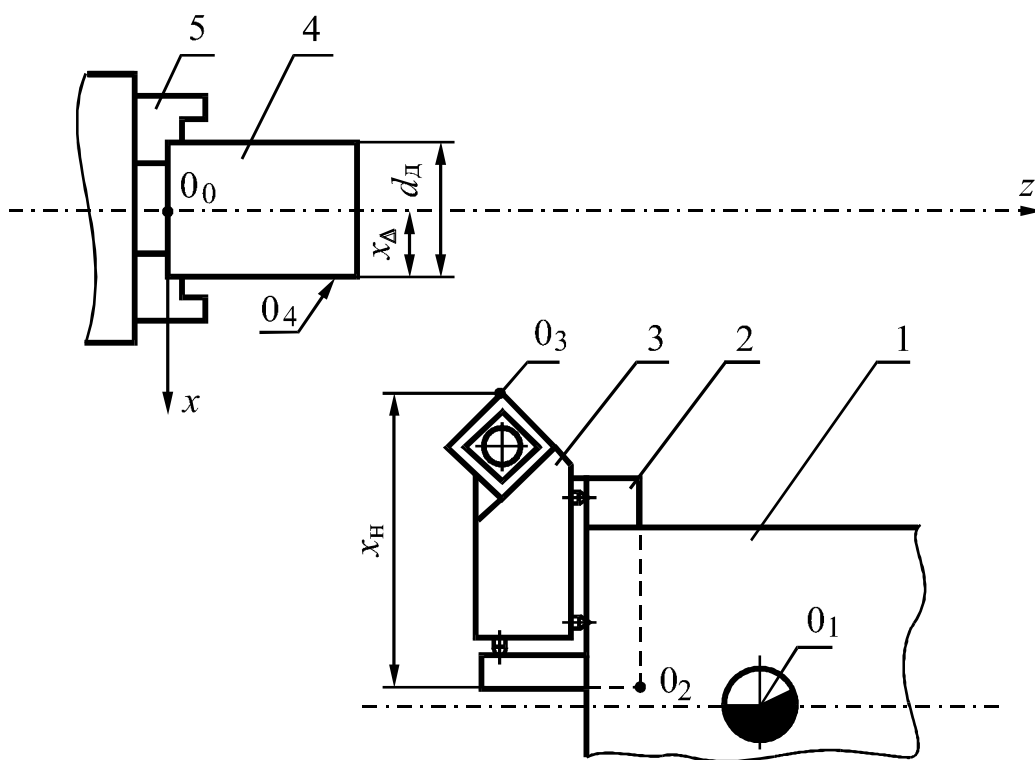


Рисунок 1.7 – Схема расположения инструмента относительно оси вращения заготовки: 1 – револьверная головка; 2 – держатель инструментального блока; 3 – резец; 4 – заготовка; 5 – патрон (0_0 – начало координат станка; 0_1 – точка, расположенная на оси вращения головки; 0_2 – точка на базовой поверхности гнезда револьверной головки; 0_3 – вершина резца; 0_4 – точка на поверхности заготовки)

Задачу размерной настройки станка ставит точность размера d на заданном технологическом переходе. Замыкающим звеном является действи-

тельный размер вала d_d , точность которого должна быть обеспечена технологическим процессом.

Допуск замыкающего звена в данном случае устанавливается чертежом детали. Однако действительный размер вала зависит от погрешностей обработки и измерения. Поэтому настроечный размер x_Δ рассчитывают с учетом характера обработки, систематических и случайных погрешностей обработки, погрешности настройки инструмента вне станка и т. д. (см. пп. 6.1.2 и 6.1.3)

При измерениях замыкающим звеном A_Δ (см. рис. 1.2) является измеренный размер детали.

Предельная погрешность измерения зависит, в основном, от номинального размера детали по чертежу и выбранного средства измерения, которое выбирается с учетом требуемой точности измерения.

Точность средства измерения должна быть в несколько раз выше точности размера детали. При этом следует учитывать вид контроля. При послеоперационном контроле предельная погрешность измерения должна составлять примерно 10 % поля допуска для того, чтобы не вводить производственных допусков. Предельная погрешность активного контроля размеров может достигать до 40–50 % поля допуска на изготовление детали, при этом процесс регулирования технологической точности можно считать достаточно точным.

Допуски на замыкающие звенья устанавливают соответствующими стандартами, например, на зубчатые и червячные передачи, металлорежущие станки и другие изделия. В остальных случаях замыкающие звенья определяют из условий собираемости и эксплуатации изделий, а допуски на замыкающие звенья устанавливают на основании расчетов или на основании опыта эксплуатации данного или аналогичного изделия.

1.3.2. Выявление составляющих звеньев

После установления замыкающего звена выявляют составляющие звенья, т.е. звенья, влияющие на замыкающее звено.

Вначале необходимо найти две поверхности, ограничивающие замыкающее звено. Если замыкающее звено находится между осями, то ищут поверхности элемента детали, от которых зависит расположение оси симметрии. Одновременно выявляют детали, которым принадлежат эти поверхности.

Для нахождения размерной цепи делают обход деталей и их поверхностей по часовой или против часовой стрелки.

После нахождения размера первой детали, поверхность которой образует замыкающее звено, находят вторую деталь, прилегающую к первой и выявляют базовые поверхности этой детали и размер, непосредственно влияющий на замыкающее звено. Так последовательно выявляют звенья размерной цепи, непосредственно участвующие в решении поставленной задачи, и доходят до второй поверхности, ограничивающей с другой стороны замыкающее звено. Каждая деталь сборочной размерной цепи участвует лишь одним своим размером.

На рис. 1.8 дан пример построения сборочных размерных цепей золотникового устройства. Точками на схеме показаны базовые (сопрягаемые) поверхности детали или оси их симметрии, относительно которых рассматриваются размеры, непосредственно участвующие в решении поставленной задачи.

В трехзвенной размерной цепи A диаметр отверстия A_1 является увеличивающим, а диаметр вала A_2 – уменьшающим звеньями.

Размерные цепи B и C взаимосвязаны, так как у них имеются общие звенья ($C_2 = B_2$ и $C_3 = B_3$). Следует обратить внимание на тот факт, что характер действия общих составляющих звеньев размерных цепей на замыкающие звенья различный. Звенья C_2 и C_3 в размерной цепи C являются уменьшающими, а B_2 и B_3 в размерной цепи B – увеличивающими.

Анализ и расчет сборочных размерных цепей A , B и C позволяет установить допуски на все составляющие звенья. Эти допуски должны гарантировать после сборки точность замыкающих звеньев в соответствии с их служебным назначением и задачами на проектирование золотникового устройства.

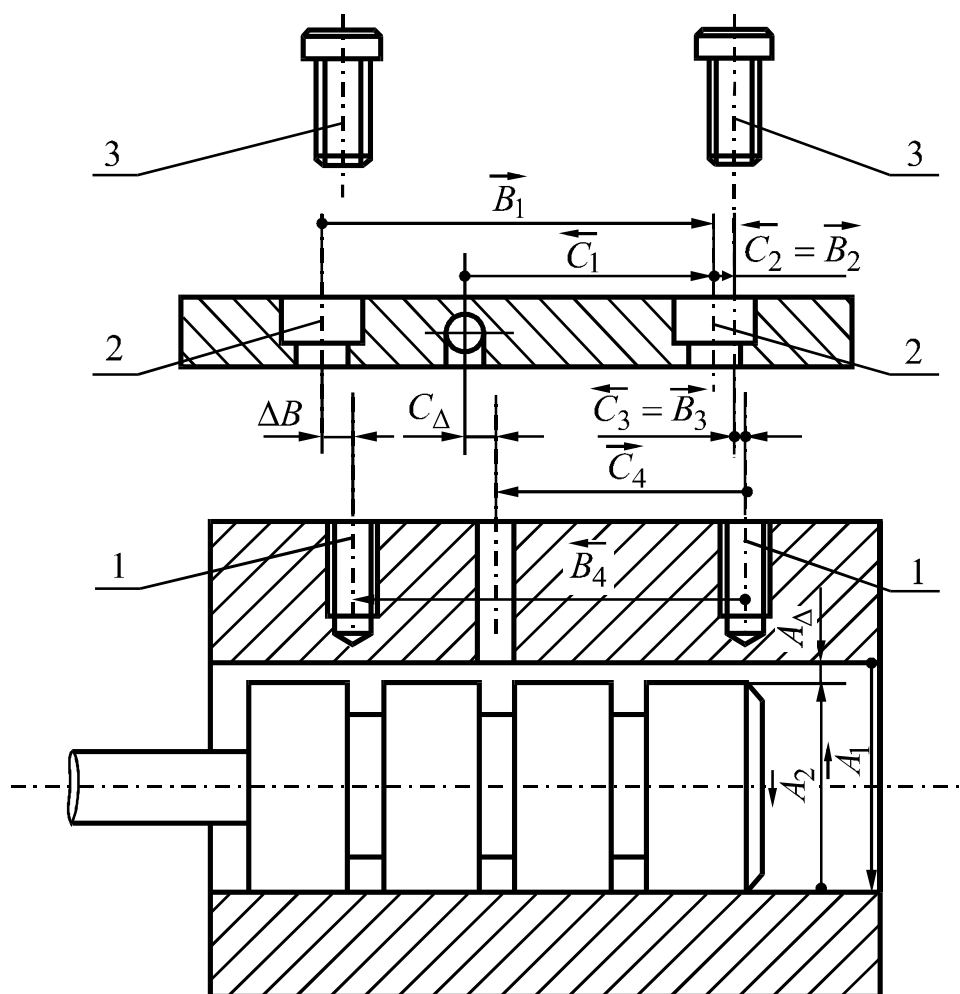


Рисунок 1.8 – Сборочные размерные цепи золотникового устройства: 1 – ось резьбового отверстия в конусе золотника; 2 – ось отверстия в крышке; 3 – ось винта (A – размерная цепь обеспечения плавного, с заданной посадкой, перемещения золотника; C – размерная цепь обеспечения совмещения с заданной точностью осей каналов в крышке и корпусе золотникового устройства; B – размерная цепь обеспечения собираемости крышки золотника и корпуса с помощью крепежных винтов)

На рис. 1.9 представлена сборочная размерная цепь, которая предназначена для решения задачи обеспечения осевой игры подшипников качения в пределах функционального назначения узла.

В размерной цепи имеются две стандартные сборочные единицы – подшипники качения. В таких случаях в качестве составляющего звена принимают размер, охватывающий несколько деталей сборочной единицы. В

данном случае это монтажная высота подшипника. Как и в предыдущем примере, точками на схеме обозначены базовые поверхности, относительно которых задаются размеры составляющих звеньев.

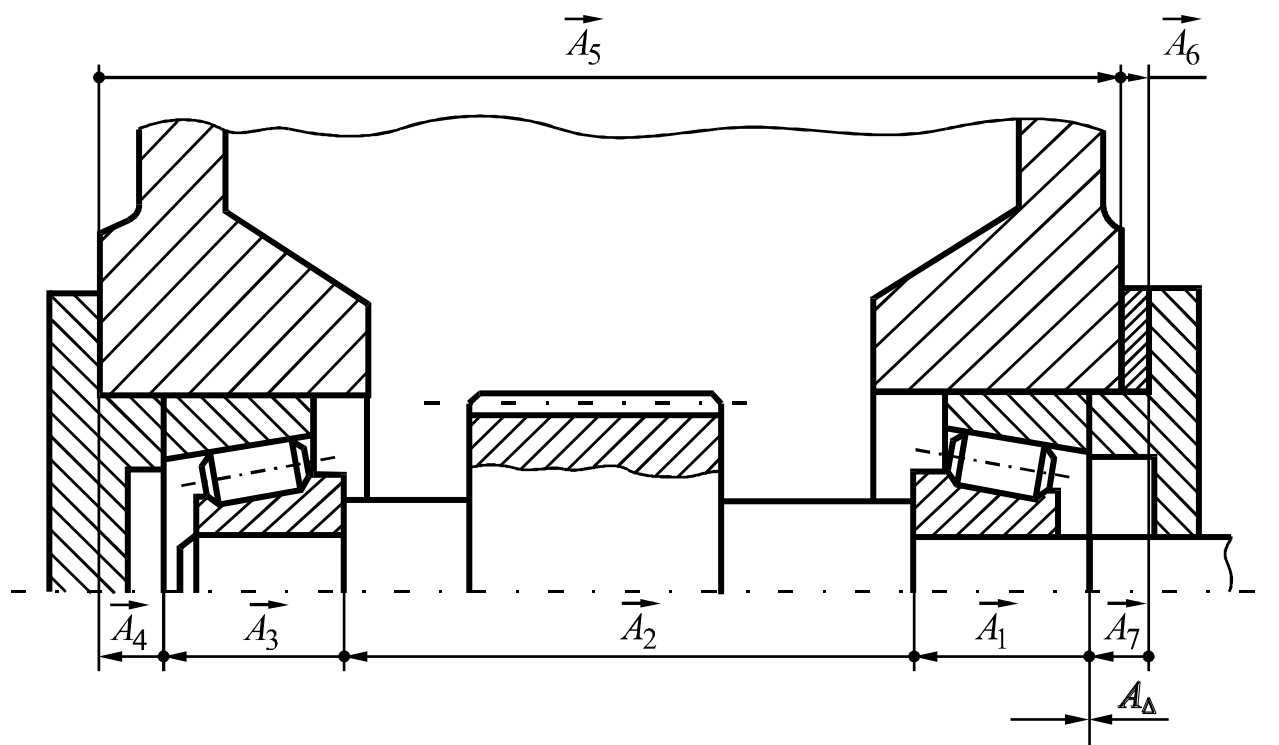


Рисунок 1.9 – Размерная цепь вала шестерни редуктора, установленного в конических роликоподшипниках

На рис. 1.10 представлена технологическая размерная цепь настройки токарного станка с ЧПУ. В размерную цепь входят следующие звенья: $x_{0,1}$ – координата револьверной головки в системе ЧПУ станка; $x_{1,2}$ – координата базовой поверхности револьверной головки в системе револьверной головки; $x_{2,3}$ – размер инструментального блока, настраиваемый вне станка; $x_{3,4}$ – перемещение револьверной головки по заданной программе; x_{Δ} – замыкающее звено размерной цепи станочной технологической системы.

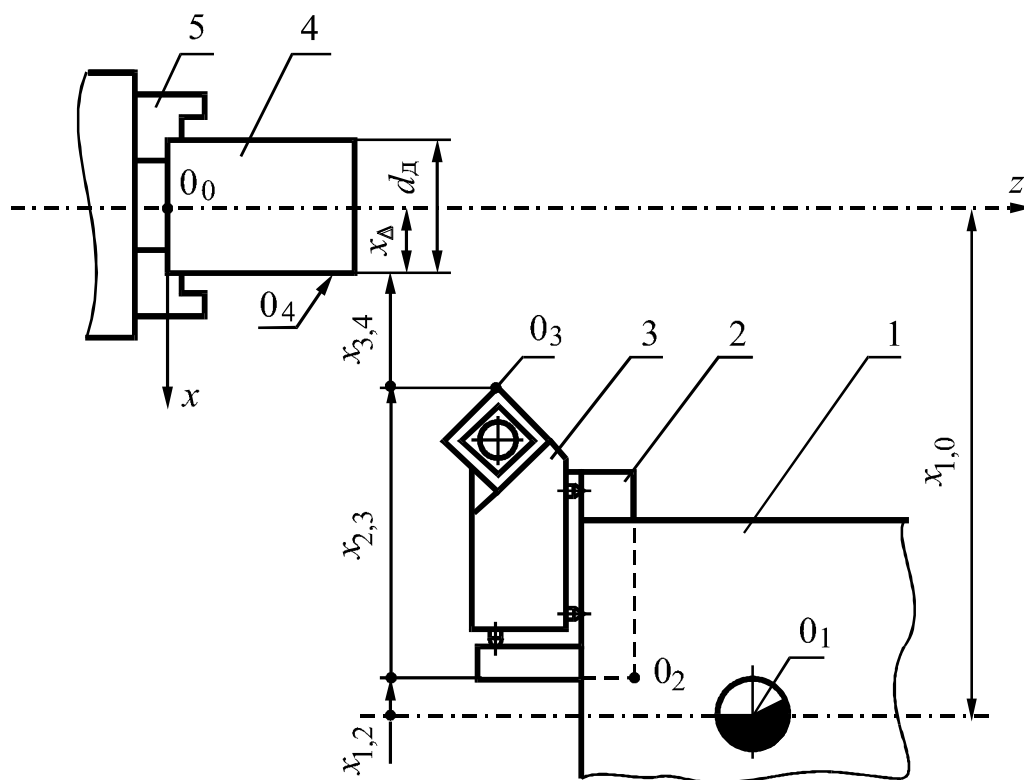


Рисунок 1.10 – Схема технологической размерной цепи настройки токарного станка с ЧПУ, в котором заменяется при смене инструмента инструментальный блок (звено $x_{2,3}$)

1.4. Виды связей размерных цепей

Машины, станки и другие изделия имеют большое количество сборочных сочетаний, каждое из которых образует замкнутые размерные цепи. Размеры сборочных единиц могут входить одновременно в состав нескольких размерных цепей, образуя сложные связи размерных цепей.

На рис. 1.11 приведен эскиз оправки 1 с дисками 2, перемещение которых ограничено кольцами 3. Условием эксплуатации узла является наличие зазора между торцом диска и торцом стопорной шайбы. На рис. 1.11 зазоры обозначены символами A_{Δ} , B_{Δ} и C_{Δ} . Величина этих зазоров зависит от размеров трех деталей: вала 1 (размеры A_2 , B_3 и C_3); диска 2 (размеры A_1 , B_1 и C_1) и стопорной шайбы 3 (размеры B_2 и C_2).

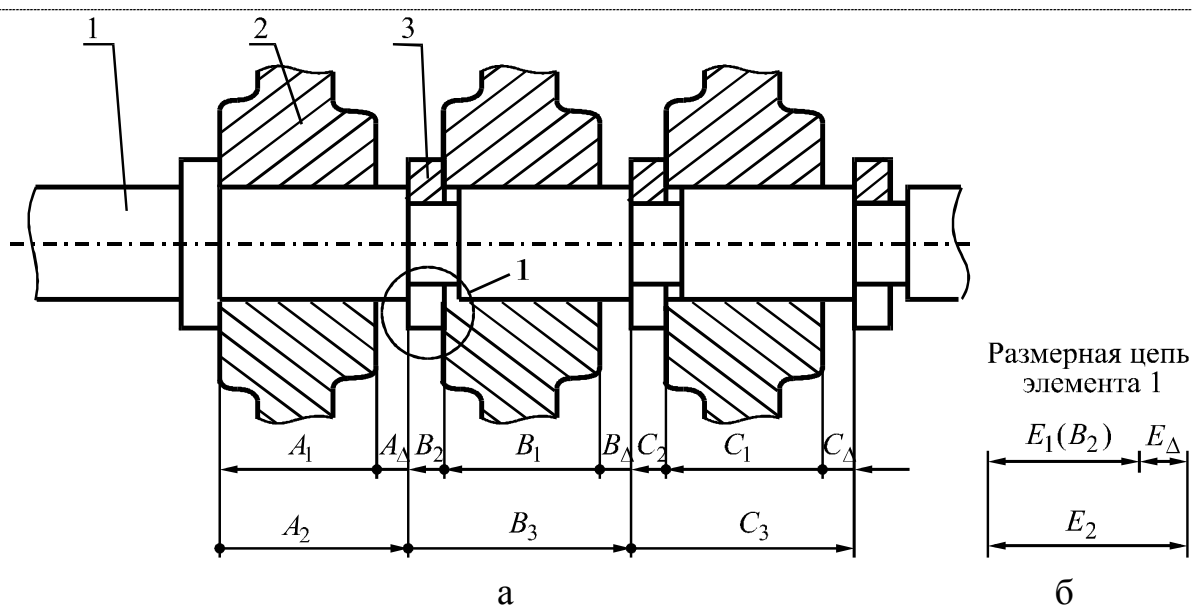


Рисунок 1.11 – Пример последовательного вида связей размерных цепей:
а – сборочный узел; б – схема размерной цепи

Размеры A_1 , A_2 , B_1 , B_2 , B_3 , C_1 , C_2 и C_3 образуют замкнутые контуры (размерные цепи), причем каждая последующая цепь начинается с конца предыдущей. Особенностью последовательно связанных размерных цепей является то, что они имеют одну общую базу: в нашем случае – торец канавки вала. Изменение величины размера или предельных отклонений звена какой-либо последовательно связанной цепи приводит к ошибкам в положении базы последующей размерной цепи.

Стопорная шайба 3 может быть установлена в канавке вала лишь в том случае, если ее толщина меньше ширины канавки. Замыкающим звеном в размерной цепи E (элемент 1 на рис. 1.11) является зазор между торцом стопорного кольца и торцом канавки на валу; составляющие звенья размерной цепи E : E_1 – толщина (высота) стопорного кольца; E_2 – ширина канавки (проточки) на валу.

На рис. 1.12 дан пример сборочной единицы, размеры которой образуют параллельный вид связей размерных цепей.

Размерные цепи A и B имеют общие звенья $A_2 = B_2$, которые связывают их параллельно. Очевидно, что изменение величины и точности общего

звена приведет к ошибкам во всех звеньях связанных размерных цепей. Признаком параллельной связи является то, что размерные цепи имеют одно или несколько общих звеньев.

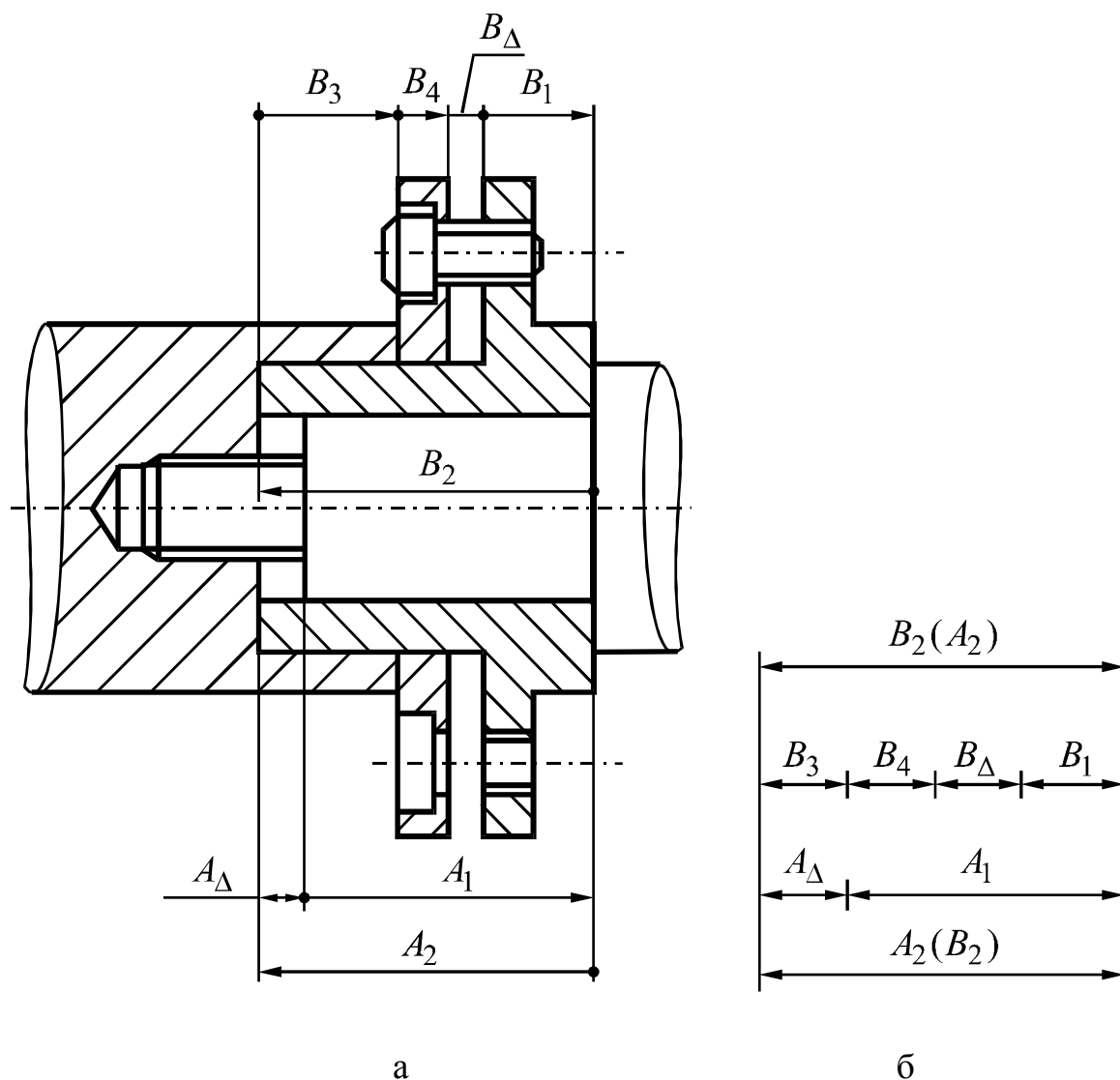


Рисунок 1.12 – Пример параллельного вида связей размерных цепей:
а – сборочный узел; б – схема размерной цепи

На практике встречаются случаи комбинированных видов связей размерных цепей, т. е. в замкнутых контурах размеров сборочных единиц присутствуют одновременно два вида связей: параллельный и последовательный (рис. 1.13). Размерные цепи A и B имеют последовательную связь, а размерные цепи B и C связаны параллельно.

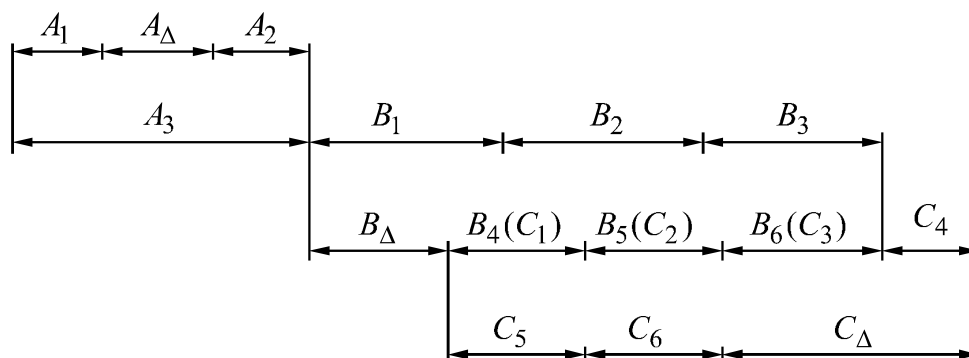


Рисунок 1.13 – Схема размерной цепи с комбинированным видом связей

Рассмотренные примеры показывают, что на практике встречаются три вида связей сборочных размерных цепей:

1. Последовательный вид связи, при котором каждая последующая размерная цепь строится от базы предыдущей размерной цепи.
2. Параллельный вид связи, при котором несколько размерных цепей имеют одно или несколько общих звеньев.
3. Комбинированный вид связи, при котором имеют место в сложной размерной цепи последовательный и параллельный виды связей (см. рис. 1.11 – размерные цепи *B* и *E* связаны параллельно, а остальные размерные цепи – последовательно).

Наиболее сложным является параллельный вид связи размерных цепей, при котором могут быть следующие случаи (рис. 1.14):

1. Общими являются только составляющие звенья $A_4 = B_1$, $A_5 = B_2$, $A_6 = B_3$ (рис. 1.14 а).
2. Общее – замыкающее $A_\Delta = B_1$ звено размерной цепи (рис. 1.14 б).
3. Общие звенья – замыкающие и составляющие звенья параллельно связанных размерных цепей (рис. 1.14 в): $A_\Delta = B_2$, $A_5 = B_3$, $A_6 = B_4$.

При расчете параллельно связанных размерных цепей следует учитывать то, что точность общих размеров должна удовлетворять требованиям точности замыкающих звеньев всех связанных размерных цепей. Эта задача решается в том случае, если на общие размеры назначены допуски, удовлетворяющие наиболее жестким требованиям одной из параллельно связанных размерных цепей.

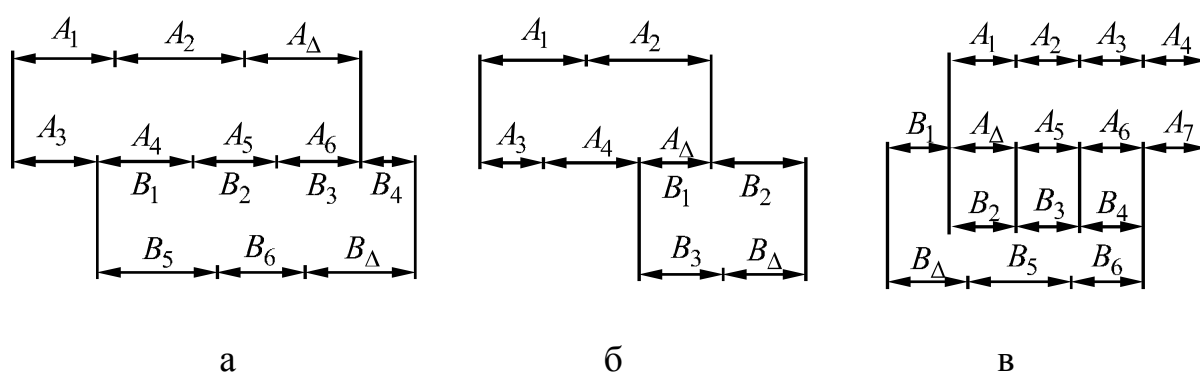


Рисунок 1.14 – Размерные цепи с параллельными связями:

а – общие только составляющие звенья A_4, A_5, A_6 и B_1, B_2, B_3 ; б – общее – замыкающее звено A_Δ ; в – общие звенья – замыкающее A_Δ и составляющие A_5 и A_6

В проектной задаче при достижении точности замыкающего звена по методу полной или неполной взаимозаменяемости рекомендуется выполнять расчет параллельно связанных размерных цепей, начиная с той размерной цепи, в которой самая высокая средняя точность составляющих звеньев. Вначале определяют средний допуск составляющих звеньев связанных размерных цепей, а затем выбирают последовательность расчета цепей.

Последовательность решения проектной задачи при параллельной связи цепей можно определить по следующей методике [10]:

- при одинаковых допусках замыкающих звеньев в двух связанных размерных цепях с различным количеством составляющих звеньев начинать решение нужно с той цепи, где звеньев больше;
- при разных допусках замыкающих звеньев и равном количестве составляющих звеньев в двух цепях начинать решение следует с той цепи, где меньше допуск замыкающего звена;
- при разных допусках замыкающих звеньев и разном количестве составляющих звеньев в двух цепях начинать решение задачи нужно с той цепи, где допуск общих, связанных звеньев получается меньшим.

Проверочные задачи можно решать по отдельным размерным цепям в любой последовательности, т.е. начиная с любой цепи.

При решении проектной задачи по методу регулирования точности замыкающего звена неподвижным компенсатором, например, набором прокладок, последовательность решения параллельно связанных цепей зависит

от последовательности регулирования точности замыкающих звеньев при сборке изделия (см. пп. 5.3.2, 5.3.3, 5.4).

1.5. Задачи, решаемые при расчете размерных цепей

При расчете размерных цепей решаются две задачи: *прямая (проектная); обратная (поверочная)*. Отличаются они исходными данными, расчетными параметрами и формулами.

В проектной задаче исходными данными являются параметры замыкающего звена: A_{Δ} , es_{Δ} , ei_{Δ} и $E_{m_{\Delta}}$. Решение проектной задачи сводится к установлению параметров составляющих звеньев, которые гарантируют исходную точность замыкающего звена. Расчетom определяют номинальные размеры $A_{1,2,3, \dots, m+n}$, допуски $T_{1,2,3, \dots, m+n}$, предельные отклонения $es_{1,2,3, \dots, m+n}$, $ei_{1,2,3, \dots, m+n}$, координаты середины полей допусков $Em_{1,2,3, \dots, m+n}$, всех составляющих звеньев размерной цепи. Индексом $m+n$ обозначено общее количество составляющих звеньев (m – увеличивающих, n – уменьшающих).

Поверочная задача направлена на проверку расчетов, выполненных на стадии проектирования. Исходными данными являются параметры составляющих звеньев, установленные в проектных расчетах. При этом определяют параметры замыкающего звена: A_{Δ} , es_{Δ} , ei_{Δ} и E_{Δ} , которые должны соответствовать задаче проектирования.

Проектная задача решена правильно, если при решении поверочной задачи параметры замыкающего звена совпадают с этими же параметрами, заданными условиями проектной задачи.

1.6. Методы расчета размерных цепей

Прямая и обратная задачи могут быть решены двумя методами: максимума-минимума (max-min) или теоретико-вероятностным. Каждый из этих методов имеет свое содержание и свою область применения.

1.6.1. Метод max-min

В основе метода max-min лежит предположение о том, что действительный размер детали при механической обработке принимает предельные значения D_{\max} (d_{\max}) или D_{\min} (d_{\min}), а при сборке имеет место их неблагоприятное сочетание: наибольший вал (d_{\max}) собирается с наименьшим отверстием (D_{\min}) и – наоборот. При таком предположении все детали будут годными, так как выполняются условия годности деталей: вала ($d_{\max} \geq d_d \geq d_{\min}$) и отверстия ($D_{\max} \geq D_d \geq D_{\min}$). Допуски, рассчитанные по методу max-min, гарантируют полную взаимозаменяемость деталей при сборке.

Метод max-min устанавливает следующие формулы расчета параметра замыкающего звена:

- номинальный размер

$$A_{\Delta} = \sum_1^{m+n} \xi_i A_i ; \quad (1.3)$$

- допуск

$$T_{\Delta} = \sum_1^{m+n} T_i ; \quad (1.4)$$

- предельные отклонения

$$es_{\Delta} = \sum_1^m \overrightarrow{es_i} - \sum_1^n \overleftarrow{ei_i} ; \quad (1.5)$$

$$ei_{\Delta} = \sum_1^m \overleftarrow{ei_i} - \sum_1^n \overrightarrow{es_i} ; \quad (1.6)$$

- координата середины поля допуска

$$E_{m_{\Delta}} = \sum_1^{m+n} \xi_i E_{m_i} , \quad (1.7)$$

где es_i , ei_i – верхнее и нижнее предельные отклонения составляющих звеньев;

m и n – число увеличивающихся и уменьшающихся звеньев соответственно;

E_{m_i} – координата середины поля допуска составляющих звеньев, которая может быть рассчитана по формулам:

$$E_{m_i} = es_i - \frac{T_i}{2}; \quad (1.8)$$

$$E_{m_i} = ei_i + \frac{T_i}{2}; \quad (1.9)$$

$$E_{m_i} = 0,5(es_i + ei_i); \quad (1.10)$$

ξ_i – передаточное отношение:

$\xi_i = +1$ – для увеличивающихся звеньев;

$\xi_i = -1$ – для уменьшающихся звеньев.

Главная особенность метода max-min состоит в том, что допуск замыкающего звена равен сумме допусков составляющих звеньев (формула (1.4)). Это указывает на тот факт, что если допуск замыкающего звена мал, а количество составляющих звеньев велико, то допуск каждого составляющего звена должен составлять определенную долю от допуска замыкающего звена. Эта доля может быть настолько мала, что ее невозможно обеспечить известными методами механической обработки, а если и возможно, то это экономически нецелесообразно. Поэтому метод max-min применяют для малозвенных размерных цепей типа вал – втулка, шпонка – паз на валу или во втулке и т. п. Метод max-min применяют при расчете двух- трёхзвенных размерных цепей с высокой точностью замыкающего звена и многозвенных размерных цепей с малой точностью замыкающего звена.

Достоинством метода max-min является то, что он гарантирует полную взаимозаменяемость при первичной сборке и при ремонте изделий.

Целесообразность применения метода max-min можно проверить следующим анализом размерной цепи.

По номинальным размерам составляющих звеньев размерной цепи определяют их среднее значение:

$$A_c = \frac{\sum_{i=1}^{m+n} A_i}{m+n}. \quad (1.11)$$

Затем по установленному допуску на размер замыкающего звена T_{Δ} и числу составляющих звеньев определяют среднее значение допуска для каждого звена:

$$T_c = \frac{T_{\Delta}}{m+n}. \quad (1.12)$$

По полученным значениям A_c и T_c определяют ближайший квалитет по ГОСТ 25346-89, табл. 6. Затем делают следующие выводы:

1. Если $m + n < 3$, а квалитет 6–8, то целесообразно принять метод max-min, так как снижение трудоемкости сборки окупит повышение стоимости механической обработки.
2. Если при T_c получается 9-й квалитет и грубее, то можно принять метод max-min при $3 < m + n < 5$.
3. Если $m + n > 5$, а квалитет менее 8–9, то рекомендуется обратиться к поиску других методов достижения точности замыкающего звена.

Метод max-min можно применить также и при точности сопрягаемых деталей в пределах 4–5-го квалитетов, если это целесообразно с точки зрения необходимости создания высокоточных взаимозаменяемых соединений, сконструированных по агрегатно-модульному принципу.

В размерных цепях, в которых должна быть обеспечена полная взаимозаменяемость, допуски рассчитывают только по методу максимума-минимума.

1.6.2. Теоретико-вероятностный метод

Практика показывает, что при механической обработке партии деталей на отлаженном оборудовании действительный размер принимает значения, близкие к наладочному размеру. Предельные значения действительного размера маловероятны. При этом образование погрешностей обработки подчиняется определенным закономерностям и описывается кривыми или отрезками прямых типа: кривая Гаусса, закон равномерной вероятности, закон Симпсона и др.

Если допустить малую вероятность появления действительного размера, равного предельным значениям замыкающего звена, можно значительно

расширить допуски составляющих размеров, снизить себестоимость изготовления деталей, обеспечив при сборке требуемую точность изделия. На этих положениях и основан вероятностный метод расчета размерных цепей.

Применяя любой метод расчета размерных цепей, следует помнить то, что точность изделий не достигается расчетом и не зависит от метода расчета, а от конкретных условий обработки и сборки, формируется технологической системой при механической обработке и при сборке. Теоретико-вероятностный метод применяют в том случае, если точно установлены закономерности образования погрешностей размеров при обработке партии сопрягаемых деталей.

При вероятностном методе составляющие звенья рассматриваются как случайные величины, а замыкающее звено A_{Δ} рассматривается так же, как случайная величина, представляющая сумму известных $m + n$ случайных величин.

Точность замыкающего звена рассматривается как математическое ожидание суммы случайных величин. Следовательно, уже на стадии проектирования допускается определенный процент брака, планируется вероятность получения годных деталей и соединений.

В основе расчетных формул допуска, координат середины поля допуска и предельных отклонений замыкающего звена лежат положения теории вероятности и математической статистики.

Допуск замыкающего звена определяют по следующей зависимости:

$$T_{\Delta} = \frac{1}{k_{\Delta}} \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 k_i^2 T_i^2}, \quad (1.13)$$

где k_{Δ} и k_i – коэффициенты относительного рассеяния замыкающего и i -го составляющего звена соответственно;

ξ_i – передаточное отношение (коэффициент приведения) i -го составляющего звена;

T_i – допуск составляющего звена.

При рассеивании значений размера k_{Δ} исходного звена по закону Гаусса (или близкого к нему) значение коэффициента для каких-либо конкретных условий принимают с учетом процента риска « P » выхода размеров в брак:

P	0,02	0,05	0,10	0,20	0,27	0,50	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0
k_{Δ}	0,81	0,86	0,91	0,97	1,00	1,06	1,16	1,23	1,29	1,38	1,46	1,52	1,6	1,7	1,82

Значение коэффициента k на практике обычно получают опытным путем после математической обработки результатов измерения размеров выборочной партии деталей. Значения k для различных законов распределения отклонений приведены в работе [9, с. 341].

Значение коэффициента k при обработке присоединительных конических поверхностей вспомогательного инструмента в зависимости от вида поверхности и способа ее получения даны в прил. 10.

Формула (1.13) расчета допуска замыкающего звена встречается в следующем виде:

$$T_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2}, \quad (1.14)$$

где t_{Δ} – коэффициент риска, характеризующий вероятность выхода отклонений замыкающего звена за пределы допуска;

λ_i – коэффициент относительного среднего квадратичного отклонения, характеризующий закон распределения случайных погрешностей составляющих звеньев:

$$\lambda_i^2 = \frac{1}{9} \text{ – для закона нормального распределения;}$$

$$\lambda_i^2 = \frac{1}{6} \text{ – для закона Симпсона;}$$

$$\lambda_i^2 = \frac{1}{3} \text{ – для закона равной вероятности.}$$

При законе нормального распределения отклонений и равновероятном их выходе за обе границы поля допуска значение процента риска P связано с $\Phi(t)$ формулой, %:

$$P = 100 [1 - \Phi(t)], \quad (1.15)$$

Некоторые расчетные коэффициенты t в зависимости от процента риска (при распределении отклонений по закону Гаусса) приведены ниже:

P	0,01	0,1	0,2	0,27	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	10,0	32,0
t	3,89	3,29	3,12	3,00	2,80	2,57	2,33	2,17	2,06	1,96	1,65	1,00

Считается, что если $(m + n) \geq 4$, то распределение размеров замыкающего звена подчиняется закону нормального распределения независимо от законов распределения составляющих звеньев.

В проектных расчетах, когда законы распределения составляющих звеньев неизвестны, условно принимают распределение всех звеньев одинаковым, соответствующим закону Симпсона (треугольника). Тогда $\lambda_i^2 = \frac{1}{6}$,

$k_i = 1, 2$, а формула для расчета допуска замыкающего звена имеет вид:

$$T_{\Delta} = 1,2 \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 T_i^2}. \quad (1.16)$$

Между k_i , λ_i и t имеется следующая зависимость: $k_i = t \lambda_i$; при $P = 27\%$ и $t = 3$ можно рассчитать коэффициенты k_i для различных законов распределения случайных погрешностей по этой формуле.

Для закона Гаусса $k_i = t \lambda_i = 3 \sqrt{\frac{1}{9}} = 1,0$.

Для закона Симпсона $k_i = t \lambda_i = 3 \sqrt{\frac{1}{6}} = 1,22$.

Для закона равной вероятности $k_i = t \lambda_i = 3 \sqrt{\frac{1}{3}} = 1,73$.

Значение λ_i для некоторых законов распределения, а также рекомендации и примеры по определению многозвенных размерных цепей даны в ГОСТ 19415-74.

Если брак составляет 0,27 % и известен коэффициент k_i , то допуск замыкающего звена можно рассчитать по формуле

$$T_{\Delta} = \frac{t}{3} \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 k_i^2 T_i^2}. \quad (1.17)$$

Координату середины поля допуска замыкающего звена устанавливают по формуле

$$E_{m_{\Delta}} = \sum_i^{m+n} \xi_i (E_{m_i} + \alpha_i T_i / 2) - \alpha_{\Delta} T_{\Delta} / 2, \quad (1.18)$$

где ξ_i – передаточное отношение (коэффициент приведения) составляющего звена;

α_i и α_{Δ} – коэффициенты относительной симметрии i -го составляющего и замыкающего звена соответственно;

T_i – допуск i -го составляющего звена;

E_{m_i} и $E_{m_{\Delta}}$ – среднее отклонение (координата середины поля допуска) i -го составляющего и замыкающего звеньев соответственно.

На рис. 1.15 приведены параметры замыкающего звена размерной цепи, когда оно рассматривается как сумма независимых случайных величин – проекций составляющих звеньев на направление A_{Δ} .

Математическое ожидание M_{Δ} замыкающего звена как случайной величины можно рассчитать по формуле Н.А. Бородачева:

$$M_{\Delta} = A_{\Delta} + E_{m_{\Delta}} + \alpha_{\Delta} T_{\Delta}; \quad (1.19)$$

$$M_i = A_i + E_{m_i} + \alpha_i T_i. \quad (1.20)$$

Значения коэффициентов k_i , k_{Δ} , α_i и α_{Δ} на практике получают опытным путем после математической обработки результатов измерений размеров большой партии деталей. В проектных расчетах можно пользоваться средними значениями этих коэффициентов: коэффициент относительного рассеивания для всех размеров $k_i = 1, 2$; коэффициент относительной асимметрии:

$\alpha_i = +0,1$ – для охватываемых поверхностей;

$\alpha_i = -0,1$ – для охватывающих поверхностей;

$\alpha_i = 0$ – для прочих поверхностей.

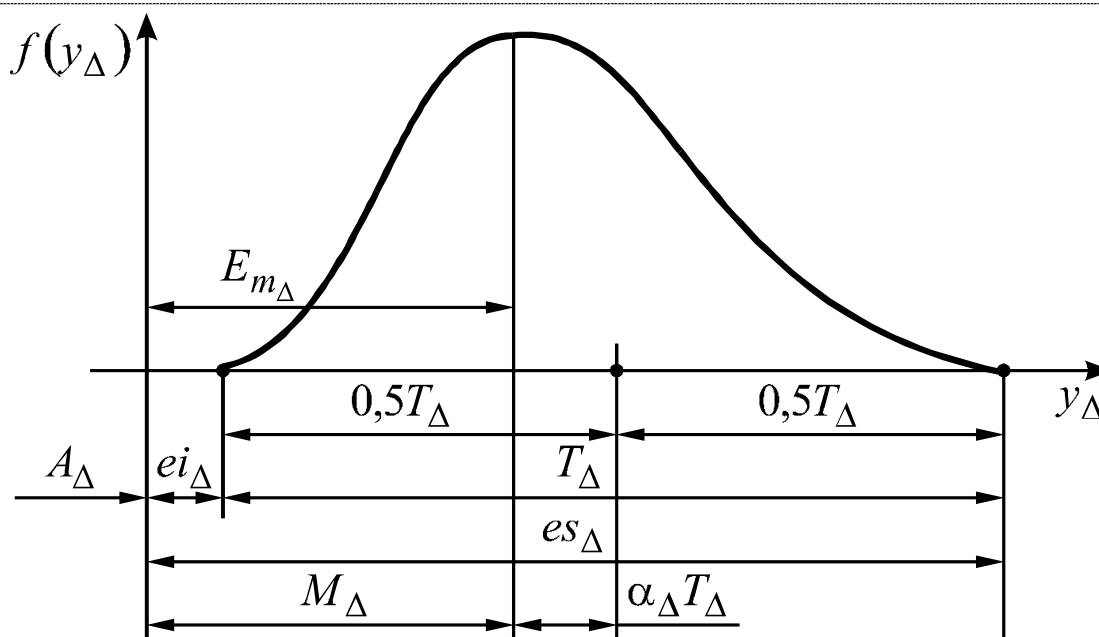


Рисунок 1.15 – График распределения отклонений исходного (замыкающего) звена: M_{Δ} – математическое ожидание положения замыкающего звена как случайной величины

Значения коэффициентов α_i для некоторых законов распределения даны в табл. П1.6. Методы определения точных значений α_i , а также приближенных значений для α_i , трехзвенных размерных цепей даны в ГОСТ 19415-74.

Предельные отклонения замыкающего звена при теоретико-вероятностном методе определяют по следующим зависимостям:

$$es_{\Delta} = \sum_1^{m+n} \xi_i E_{m_i} + t_{\Delta} \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 \lambda_i^2 \left(\frac{T_i}{2}\right)^2}; \quad (1.21)$$

$$ei_{\Delta} = \sum_1^{m+n} \xi_i E_{m_i} - t_{\Delta} \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 \lambda_i^2 \left(\frac{T_i}{2}\right)^2}. \quad (1.22)$$

Размерные цепи, для которых оказывается экономически оправданным риск возможного выхода за пределы поля допуска замыкающих звеньев у части изделий, рассчитывают вероятностным методом.

1.7. Способы решения проектной задачи

Особенность решения проектной задачи методом полной или неполной взаимозаменяемости состоит в том, что связь между допуском замыкающего звена T_Δ и допусками T_i составляющих звеньев устанавливается только одним из уравнений (1.4) или (1.14), в то время, как количество неизвестных в размерной цепи составляет $(m + n)$. На практике уравнения (1.4) или (1.14) решают одним из следующих способов:

- 1) подбора (попыток или пробных расчетов);
- 2) равных допусков;
- 3) одного квалитета;
- 4) пропорционального (равного) влияния;
- 5) экономического обоснования допуска.

Способ *пробных расчетов* состоит в том, что конструктор назначает допуски составляющих звеньев с учетом требуемой точности размеров и расположения поверхностей и сложности выполнения размеров, а затем решает уравнение (формула (1.4) – метод max-min или формула (1.14) – вероятностный метод). Если условия (1.4) или (1.14) не выполняются, то конструктор вносит изменения на чертеже, уменьшая или увеличивая допуски размеров, которые на его усмотрение можно изменить. Решение задачи носит субъективный характер. Этот способ распространен на производстве, однако он может быть связан с назначением нестандартных допусков.

Способ *равных допусков* применяют в том случае, когда номинальные размеры составляющих звеньев размерной цепи находятся в одном интервале размеров по стандарту. Распределение допуска замыкающего звена между составляющими звеньями выполняют по формулам (1.12), (1.23) или (1.24):

$$\text{для метода max-min} - T_c = \frac{T_\Delta}{m + n};$$

$$\text{для теоретико-вероятностного метода} - T_c = \frac{T_\Delta}{t_\Delta \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} \xi_i^2 \lambda_i^2}}. \quad (1.23)$$

Значения средних допусков на составляющие звенья при расчете размерных цепей вероятностным методом ($P = 0,27 \%$, $\lambda_i = 0,4$) можно определить по табл. П1.5 или по упрощенной формуле

$$T_c = \frac{T_\Delta}{t_\Delta \lambda_c \sqrt{m+n}}, \quad (1.24)$$

где λ_c – среднее значение коэффициентов относительного рассеивания составляющих звеньев.

Способ *одинакового* качества сводится к расчету качества, в котором назначают допуски составляющих звеньев размерной цепи. Качество выбирают по ГОСТ 25346-82 по величине a_c , которую рассчитывают в зависимости от метода расчета размерных цепей по следующим зависимостям:

$$\text{при методе max-min } a_c = \frac{T_\Delta - \sum_1^g T_{\text{изв}}}{\sum_1^{m+n-g} i_i}; \quad (1.25)$$

$$\text{при теоретико-вероятностном методе } a_c = \frac{\sqrt{T_\Delta^2 - \sum_1^g T_{\text{изв}}^2}}{t_\Delta \sqrt{\sum_1^{m+n-g} \lambda_i^2 T_i^2}}; \quad (1.26)$$

$$\text{или по упрощенной формуле } a_c = \frac{\sqrt{T_\Delta^2 - \sum_1^g T_{\text{изв}}^2}}{t_\Delta \lambda_c \sqrt{\sum_1^{m+n-g} i_i^2}}. \quad (1.27)$$

При Гауссовом законе распределения погрешностей размера и проценте риска $P = 0,27 \%$ коэффициенты равны: $t_\Delta = 3$; $\lambda_i^2 = 1/9$. Тогда формула (1.24) имеет вид:

$$a_c = \frac{T_\Delta}{\sqrt{\sum_1^{m+n} i_i^2}}. \quad (1.28)$$

При расчете размерных цепей способом одинакового качества имеются особенности, связанные с тем, что среднее расчетное количество единиц допуска a_c , как правило, не совпадает со стандартным значением a (табл. П1.3), т.е.

$$a_c \neq a,$$

где a_c – расчетное количество единиц допуска;

a – стандартное количество единиц допуска по ГОСТ 25346-82.

В тех случаях, когда $a_c \neq a$ допуски, назначенные по стандарту, не обеспечивают условие (1.4). Поэтому одно из составляющих звеньев условно принимают за корректирующее, и допуск на него принимают не стандартный, а рассчитывают из условий (1.4) или (1.14):

$$T_{\Delta} = T_1 + T_2 + T_3 + \dots + T_{\text{кор}} + \dots + T_{m+n} - (\text{метод max-min});$$

$$T_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 \lambda_i^2 (T_1^2 + T_2^2 + T_3^2 + \dots + T_{\text{кор}}^2 + \dots + T_{m+n}^2)} \quad - \quad (\text{теоретико-}$$

вероятностный метод).

Из этих двух условий можно получить формулы для расчета допуска корректирующего звена:

$$\text{при методе max-min } T_{\text{кор}} = T_{\Delta} - \sum_1^{m+n-1} T_i; \quad (1.29)$$

при теоретико-вероятностном методе

$$T_{\text{кор}} = \frac{1}{\xi_{\text{кор}} \lambda_{\text{кор}}} \sqrt{\frac{T_{\Delta}^2}{t_{\Delta}^2} - \sum_1^{m+n-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2}, \quad (1.30)$$

где T_i – допуски составляющих звеньев, назначенные по табл. П1.3 в зависимости от номинального размера звеньев и принятого качества.

При Гауссовом законе распределения отклонений размера и проценте риска $P = 0,27 \%$ коэффициенты t и λ равны: $t_{\Delta} = 3$; $\lambda_i^2 = 1/9$. Тогда формула (1.30) имеет упрощенный вид:

$$T_{\text{кор}} = \sqrt{T_{\Delta}^2 - \sum_1^{m+n-1} T_i^2}. \quad (1.31)$$

В качестве корректирующего звена рекомендуется принимать одно из самых больших по величине и менее ответственных составляющих звеньев в размерной цепи.

Следующим этапом решения проектной задачи способом одинакового качества является назначение предельных отклонений на составляющие звенья, кроме корректирующего звена.

При назначении предельных отклонений рекомендуется составляющие размеры (звенья) разбить на три группы:

- охватывающие поверхности;
- охватываемые поверхности;
- смешанные (уступов, углублений и т. п.).

Предельные отклонения первых двух групп принимают равными допуску на изготовление: со знаком «плюс» – для охватывающих поверхностей как на основное отверстие, со знаком «минус» – для охватываемых как на основной вал. Таким образом, для этих двух групп размеров допуск задают в обрабатываемый материал. Для третьей группы размеров предельные отклонения назначают в зависимости от технологии обработки поверхности (как на вал или как на отверстие). Допускается назначение симметричных предельных отклонений.

Предельные отклонения корректирующего звена получают расчетом в такой последовательности:

1. Рассчитать координаты средин полей допусков составляющих звеньев по формуле (1.10):

$$E_{m_i} = 0,5(es_i + ei_i).$$

2. Рассчитать координаты средин полей допусков корректирующего звена:

$$E_{m_{\text{кор}}} = \frac{1}{\xi_{\text{кор}}} \left(E_{m_{\Delta}} - \sum_1^{m+n-1} \xi_i E_{m_c} \right). \quad (1.32)$$

3. Рассчитать предельные отклонения корректирующего звена:

$$es_{\text{кор}} = E_{m_{\text{кор}}} + \frac{T_{\text{кор}}}{2}; \quad (1.33)$$

$$ei_{\text{кор}} = E_{m_{\text{кор}}} - \frac{T_{\text{кор}}}{2}. \quad (1.34)$$

После выполнения расчетных работ записывают исполнительные размеры составляющих звеньев.

Способ пропорционального влияния основан на том, что допускаемое отклонение каждого составляющего звена должно вызывать одинаковое изменение замыкающего звена.

Способ экономического обоснования допусков.

Стоимость выполнения операций зависит от допуска на размер обрабатываемой поверхности. Следовательно, из многих вариантов технологических процессов, вариантов простановки размеров на чертежах и допусков на размеры путем расчета можно найти такой вариант, при котором стоимость изготовления деталей в изделии является наименьшей. Задача сводится к установлению таких значений допусков, чтобы стоимость изготовления всех деталей изделия была наименьшей, а изделие могло выполнять свои функциональные свойства с заданной точностью и надежностью.

Метод экономического обоснования допусков – достаточно сложный и трудоемкий. Кроме того, технологический процесс должен быть реализован однозначно в соответствии с выполненными расчетами. Это возможно в условиях крупносерийного и массового производства с высоким уровнем автоматизации и надежности технологических процессов. Метод предполагает наличие банка данных для расчета себестоимости при конкретных условиях обработки и сборки изделий. Однако он применяется редко из-за сложности и трудоемкости.

1.8. Передаточное отношение составляющих звеньев

В формулах (1.3), (1.7), (1.13), (1.14), (1.16) и других имеется постоянный коэффициент ξ_i , называемый передаточным отношением.

Содержание передаточного отношения и его величину определяют в соответствии с характером решаемой задачи, особенностями сборочной единицы, размерной цепи и ее составляющих звеньев.

Передаточные отношения при составляющих звеньях размерных цепей характеризуют степень и направленность влияния составляющих звеньев на замыкающие. Следовательно, при определении передаточного отношения нужно найти его величину и знак: (+) или (–).

Для определения знака при передаточном отношении пользуются следующим правилом: если увеличение составляющего звена увеличивает замыкающее звено, то знак при передаточном отношении положительный, а если уменьшает – то отрицательный.

В линейных размерных цепях с параллельными звеньями (например, см. рис. 1.1.) передаточные отношения у всех звеньев по абсолютной величине равны 1 и имеют следующие знаки:

$\xi_1 = \xi_2 = \xi_3 = \xi_4 = \xi_5 = -1$, так как эти звенья являются уменьшающими;

$\xi_6 = +1$, так как это звено – увеличивающее.

На практике встречаются размерные цепи с линейными, параллельно расположенными звеньями, а их изменение может вызывать поворот осей (рис. 1.16). В этом случае передаточное отношение ξ_i должно учитывать величину плеча, на котором расположены точки поворачивающегося звена относительно баз. Передаточное отношение определяют как отношение рычагов.

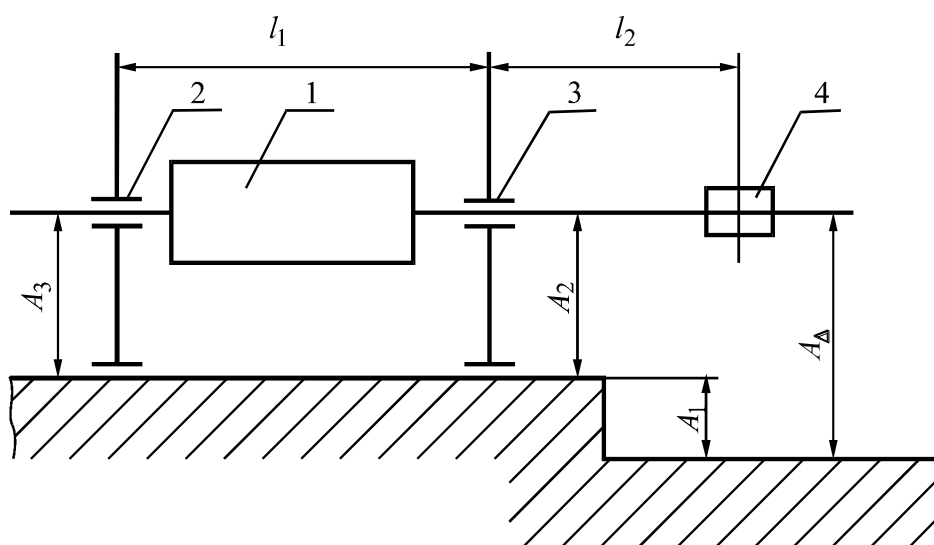


Рисунок 1.16 – Схема размерной цепи с параллельно расположенными звеньями A_2 и A_3 , отклонение которых вызывает поворот посадочной поверхности 4 вала барабана 1 (l_1 – расстояние между опорами, l_2 – вылет посадочной поверхности вала барабана)

Вал барабана (см. рис. 1.16) установлен на двух опорах 2 и 3, расположенных на расстоянии l_1 . На валу имеется посадочная поверхность 4, к точ-

ности расположения которой предъявляются повышенные требования. Поверхность 4 расположена на расстоянии l_2 относительно опоры 3. Всякое изменение расстояний A_2 и A_3 вызывает поворот оси вала и смещение посадочной поверхности 4. Чем больше вылет l_2 , тем сильнее проявляется отклонение размеров A_2 и A_3 на положение поверхности 4, а следовательно, на величину замыкающего звена A_Δ .

Отклонение размера A_1 вызывает параллельный перенос оси вала. Поэтому передаточное отношение $\xi_1 = +1$ (звено A_1 увеличивающее). Для звеньев A_2 и A_3 передаточные отношения ξ_2 и ξ_3 должны учитывать отношения плеч рычагов:

$$\xi_2 = +\frac{l_1 + l_2}{l_1}; \quad \xi_3 = \frac{l_1}{l_2}.$$

Если отклоняется размер A_2 , то вал поворачивается относительно опоры 2, т.е. вылет посадочной поверхности составляет $l_1 + l_2$. Если отклоняется размер A_3 , то вал поворачивается относительно точки опоры 3, т.е. вылет поверхности 4 равен l_1 . В первом случае (размер A_2) поворот поверхности 4 усиливается, а во втором (размер A_3) – поворот поверхности 4 уменьшается по сравнению с перемещением опоры 2.

Для звеньев, повернутых относительно координатных осей, роль передаточных отношений выполняют тригонометрические функции, используемые при проектировании составляющих звеньев на соответствующие координатные оси.

В качестве примера рассмотрим размерную цепь, приведенную на рис. 1.17.

При решении рассматриваемой размерной цепи рекомендуется спроектировать все составляющие звенья на направление замыкающего звена. Проекция равна составляющему звену, умноженному на передаточное отношение. Числовое значение его равно косинусу угла между направлениями составляющего и замыкающего звеньев.

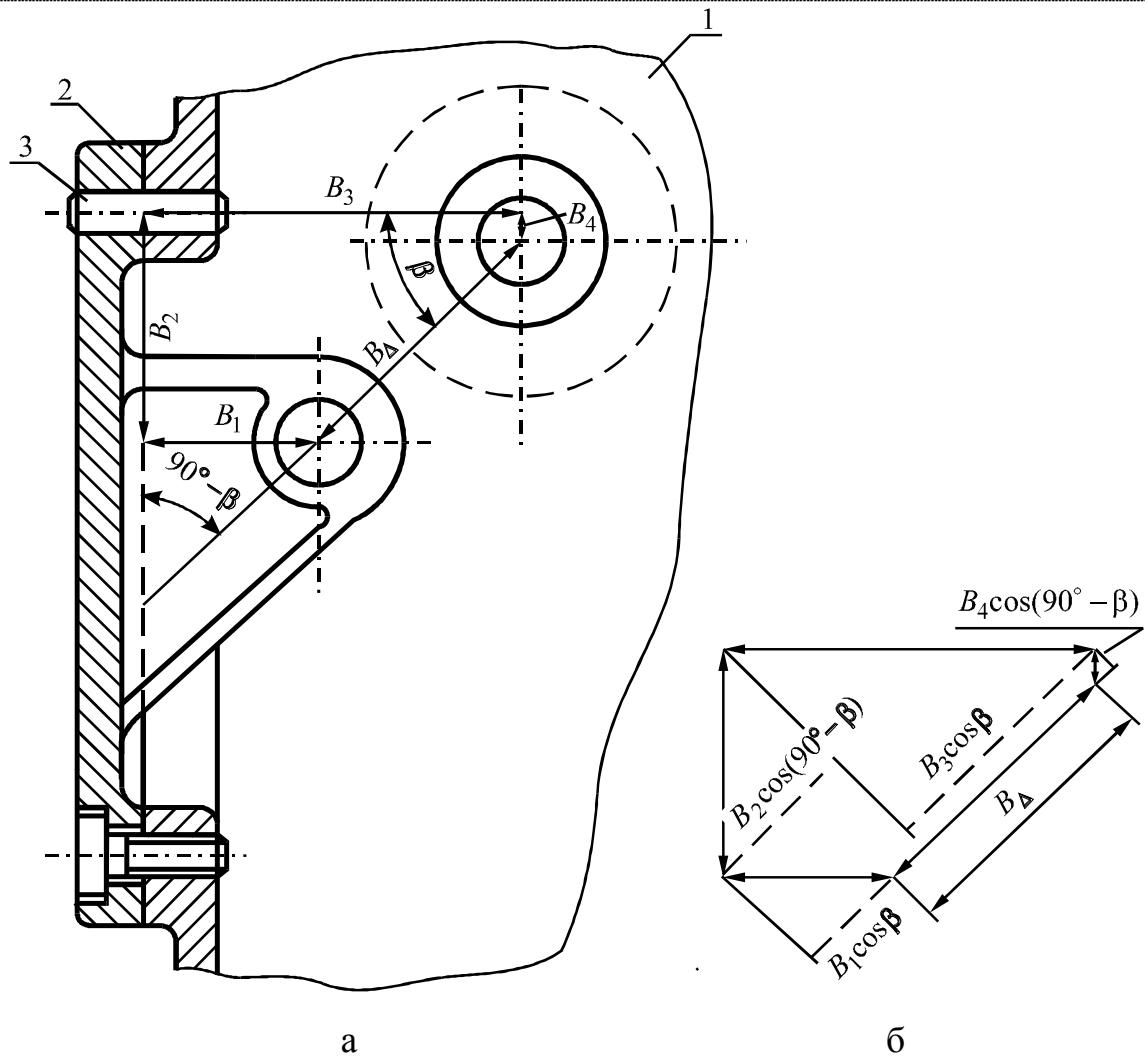


Рисунок 1.17 – Плоская угловая размерная цепь:
 а – эскиз сборочной единицы; б – схема размерной цепи
 (1 – корпус, 2 – плита, 3 – штифт)

Для рассматриваемого примера величины передаточных отношений при составляющих звеньях будут равны:

$$\xi_1 = \cos \beta;$$

$$\xi_2 = \cos (90^\circ - \beta);$$

$$\xi_3 = \cos \beta;$$

$$\xi_4 = \cos (90^\circ - \beta).$$

На практике встречаются случаи, когда угловое положение размера задают в линейных величинах, отнесенных к определенной условной единице.

Например, биение конусных оправок задают на длине 100 мм, а биение контрольной оправки при проверке перекоса шпинделя станка проверяется на длине 300 мм. На практике условную длину, при которой проверяется точность расположения осей деталей или сборочных единиц при контроле точности изготовления или сборки, в зависимости от размеров деталей принимают равной 100, 150, 200, 300 или 500 мм. В этих случаях передаточное отношение рассчитывают по формуле

$$\xi_i = \frac{\sum_{i=1}^k l_i}{l_H}, \quad (1.35)$$

где $\sum l_i$ – фактический вылет точки исходного звена относительно базовой поверхности в системе координат, например, станка, устройства, прибора и т. п.

На рис. 1.18 а дан эскиз крепления развертки, на рис. 1.18 б – схема размерной цепи погрешностей изготовления деталей инструментального блока и станка.

Отклонения e_1 , e_3 и e_6 вызывают параллельный перекося осей. Поэтому передаточное отношение этих составляющих звеньев размерной цепи $\xi_{1,3,6} = 1$. Отклонения e_2 , e_4 и e_5 вызывают перекося оси вращения развертки, их передаточные отношения зависят от соотношения рычагов и могут быть рассчитаны по формуле (1.35):

$$\xi_2 = \frac{l_1 + l_2}{l_{H1}};$$

$$\xi_4 = \frac{l_1 + l_2}{l_{H2}};$$

$$\xi_5 = \frac{l_2}{l_{H3}},$$

где $l_{H1} = 300$ мм (по паспорту станка); $l_{H2} = l_{H3} = 100$ мм (указывается в технических требованиях на чертежах элементов инструментального блока).

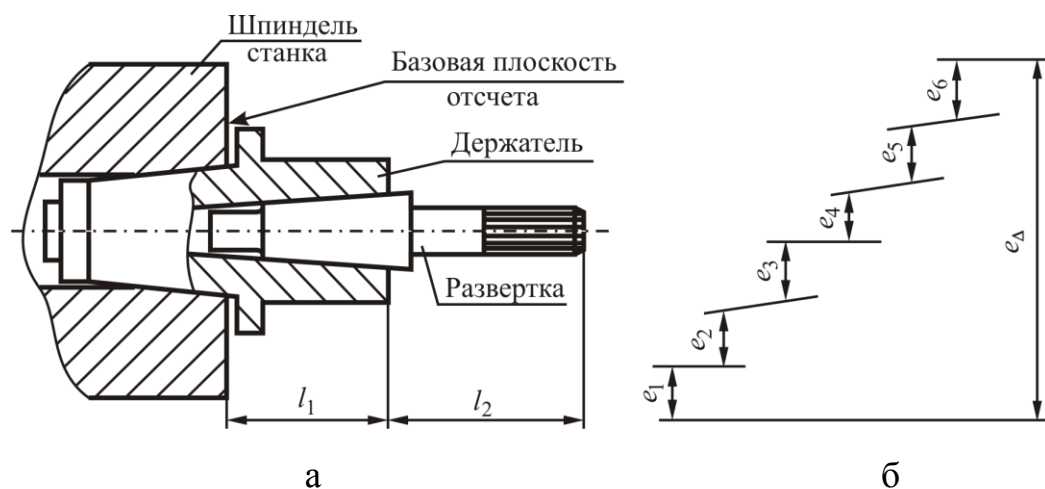


Рисунок 1.18 – Схема применения развертки на многоцелевом станке:

а – эскиз применения инструментального блока; б – схема размерной цепи погрешностей элементов станка и инструментального блока.

e_1 – биение оси шпинделя станка (шс); e_2 – перекос оси шпинделя станка; e_3 – несоосность осей конических внутренней и наружной поверхностей держателя (Д); e_4 – перекос держателя в гнезде шпинделя станка; e_5 – перекос развертки в гнезде держателя; e_6 – биение режущей кромки относительно оси собственного хвостовика; e_{Δ} – замыкающее звено размерной цепи погрешностей станка и элементов инструментального блока

В сборочных единицах типа коробки скоростей и передач, редукторы и т. п. с помощью размерных цепей рассчитывают точность межосевого расстояния, перекос или параллельность осей валов. При этом в размерных цепях имеются составляющие звенья, величина которых зависит от места приложения и направления силы, действующей на вал, установленный в опорах. Эта сила влияет на выбор радиальных зазоров в соединениях и точность замыкающего звена [7].

Передаточное отношение таких составляющих звеньев зависит от расстояния между опорами, расстояния от опор до середины венцов зубчатых колес и от угла между направлением силы, действующей на опоры, и плоскостью, в которой расположены оси валов, и определяется по формуле

$$\xi_i = \pm \frac{l_i}{l} \cos \beta_i, \quad \text{или} \quad \xi_i = \pm \frac{l_i}{l} \sin \beta_i, \quad (1.36)$$

где l – расстояние между опорами вала; l_i – расстояние от опоры до середины венца зубчатого колеса i -го звена размерной цепи; β_i – угол между направ-

лением силы, действующей на опоры, и плоскостью, в которой расположены оси валов.

Знаки «+» или «–» учитывают характер действия составляющего звена на замыкающее звено размерной цепи.

Для определения углов β_i между плоскостью, в которой расположены валы, и направлением действия силы на опоры валов применяют правила из курсов «Детали машин» и «Сопротивление материалов». В расчетах определяют вращающие моменты на валах, силы в зацеплении передач, реакции в опорах в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, их равнодействующие и равные им по величине, но противоположно направленные силы давления вала на опоры, а затем углы β_i , между силами давления вала на опоры и плоскостью расположения валов.

1.9. Примеры решения проектной задачи способом одинакового качества

Исходные данные: эскиз детали (рис. 1.19); схема размерной цепи (рис. 1.20); требования к замыкающему звену:

$$A_{\Delta} = 22 \text{ мм}; es_{\Delta} = +0,2 \text{ мм};$$

$$ei_{\Delta} = -1,1 \text{ мм}; T_{\Delta} = es_{\Delta} - ei_{\Delta} = 0,2 - (-1,1) = 1,3 \text{ мм};$$

$$E_{m_{\Delta}} = \frac{es_{\Delta} + ei_{\Delta}}{2} = \frac{0,2 - 1,1}{2} = -0,45 \text{ мм} = -450 \text{ мкм};$$

передаточные отношения составляющих звеньев: $\xi_1 = +1$; $\xi_2 = +1$; $\xi_3 = +1$; $\xi_4 = -1$; $\xi_5 = -1$.

Звенья с известными допусками в размерной цепи отсутствуют; расчет размерной цепи рекомендуется выполнить в такой последовательности.

В качестве корректирующего звена можно принять звено A_5 с размером 35 мм, так как положение внутренней торцевой поверхности не будет влиять на служебное назначение детали.

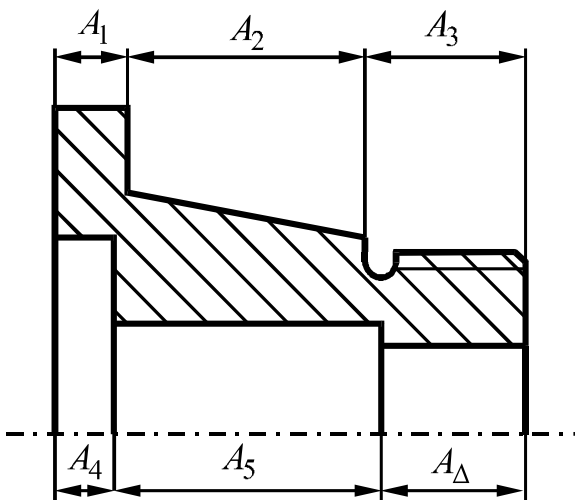


Рисунок 1.19 – Эскиз детали

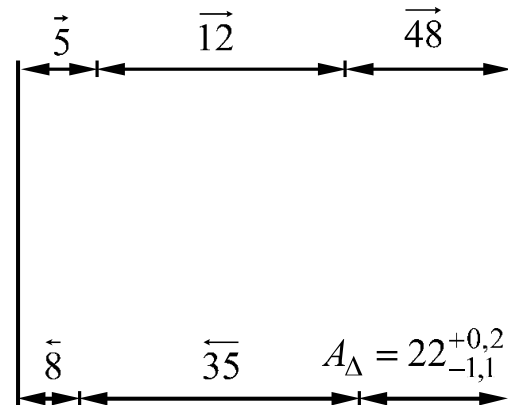


Рисунок 1.20 – Схема размерной цепи

Дальнейший расчет размерной цепи зависит от принятого метода расчета.

1.9.1. Расчет методом max-min

Среднее количество единиц допуска вычисляем по формуле (1.25). Исходные данные и результаты расчета оформляем в виде табл. 1.1.

$$a_c = \frac{T_\Delta - \sum_{i=1}^g T_{\text{изв}}}{\sum_{i=1}^{m+n-g} i_i} = \frac{1300 - 0}{0,73 + 1,08 + 1,56 + 0,9 + 1,56} = 200,$$

где i_i принято из табл. П1.1.

Назначаем квалитет из табл. П1.2 в зависимости от стандартного $a = 250$, ближайшего к расчетному a_c . Принимаем 13-й квалитет.

Величину допусков на составляющие звенья, кроме корректирующего, назначаем по табл. П1.3 в зависимости от номинального размера звена и принятого 13-го квалитета. Допуски T записываем в табл. 1.1.

Допуск корректирующего звена определяем из условия формулы (1.29):

$$T_{\text{кор}} = T_{\Delta} - \sum_1^{m+n-1} T_i = 1300 - (180 + 270 + 390 + 220) = 240 \text{ мкм.}$$

Предельные отклонения размеров составляющих звеньев A_1, A_2, A_3, A_4 и A_5 назначаем как на основное отверстие (для охватывающих), как на основной вал (для охватываемых) или с симметричным полем допуска (для прочих размеров), а их значения записываем в табл. 1.1.

Координаты середины поля допуска составляющих звеньев рассчитываем по формуле (1.10), а их значения записываем в табл. 1.1.

На следующем этапе рассчитываем координату середины поля допуска корректирующего звена по формуле (1.32):

$$E_{m_{\text{кор}}} = \frac{1}{-1} \{-450 - [(+1)(-90) + (+1)(-135) + 0 + (-1)(+110)]\} = +115 \text{ мкм.}$$

Зная величину $E_{m_{\text{кор}}}$, определяем предельные отклонения корректирующего звена по формулам (1.33) и (1.34):

$$es_{\text{кор}} = +115 + \frac{240}{2} = +235 \text{ мкм;}$$

$$ei_{\text{кор}} = +115 - \frac{240}{2} = -5 \text{ мкм.}$$

Тогда исполнительный размер корректирующего звена можно записать в виде:

$$35_{-0,005}^{+0,235}.$$

Исполнительные размеры всех составляющих звеньев записаны в табл. 1.1.

На следующем этапе решается поверочная (обратная) задача (формулы (1.5) и (1.6)):

$$es_{\Delta} = \sum_1^m \overrightarrow{es_i} - \sum_1^n \overleftarrow{ei_i} = 0 + 0 + 0,195 - [0 + (-0,005)] = +0,2 \text{ мкм;}$$

$$ei_{\Delta} = \sum_1^m \overrightarrow{es_i} - \sum_1^n \overleftarrow{ei_i} = 0,18 + 0,27 - 0,195 - (+0,22 + 0,235) = +1,1 \text{ мкм.}$$

Сопоставление расчетных es_{Δ} и ei_{Δ} со значениями в условиях задачи показывает, что параметры составляющих звеньев установлены верно.

Таблица 1.1 – Сведения о размерной цепи, рассчитанной методом максимума-минимума

Символ звена	Номинальный размер, мм	Характер действия на A_{Δ}	ξ_i	i_i	Квалитет	T_i	$T_i/2$	es_i	ei_i	E_{m_i}	Исполнитель- ный размер
						МКМ					
A_1	5	ув.	+1	0,73	13	180	90	0	−180	−90	$5_{-0,18}$
A_2	12	ув.	+1	1,08	13	270	135	0	−270	−135	$12_{-0,27}$
A_3	48	ув.	+1	1,56	13	390	195	−195	−195	0	$48 \pm 0,195$
A_4	8	ум.	−1	0,90	13	220	110	+220	0	+110	$8^{+0,22}$
A_5 A_k	35	ум.	−1	1,56	12	240	120	+235	−5	+115	$35^{+0,235}_{-0,005}$

1.9.2. Расчет теоретико-вероятностным методом

Исходные данные принимаем те же, что и в выше рассмотренном примере.

Дополнительными исходными данными являются значения коэффициентов риска t_{Δ} и относительного среднего квадратичного отклонения λ_i .

Допустим, что в данном случае риск $P = 0,27 \%$, при котором $t_{\Delta} = 3,0$, экономически оправдан.

Полагая, что условия изготовления деталей таковы, что распределение отклонений размеров будет близким закону нормального распределения, принимаем:

$$\lambda_i^2 = \frac{1}{9}.$$

Рассчитываем среднее количество единиц допуска по формуле (1.26):

$$a_c = \frac{\sqrt{T_{\Delta}^2 - \sum_1^g T_{\text{изв}}^2}}{t_{\Delta} \sqrt{\sum_1^{m+n-g} \lambda_i^2 T_i^2}} = \frac{\sqrt{1300^2 + 0}}{\sqrt[3]{1/9(0,56 + 1,17 + 2,46 + 0,81 + 2,46)}} = 476,2.$$

По табл. П1.2 принимаем 14-й квалитет, в котором $a = 400$, и назначаем допуски составляющих звеньев по табл. П1.3.

Однако, если допуски всех звеньев $A_{1,2,3,4}$ назначить по 14-му квалитету, то может значительно нарушиться условие (1.14). Учитывая это, а также технологические условия, допуски звеньев A_1 , A_2 и A_4 установим по 14-му квалитету, допуск звена A_3 – по 15-му квалитету, а допуск корректирующего звена определим из условия (1.27):

$$T_{\Delta}^2 - \sum_1^g T_{\text{изв}}^2 = t_{\Delta}^2 \lambda_i^2 (T_1^2 + T_2^2 + T_3^2 + T_4^2 + T_{\text{кор}}^2),$$

тогда

$$1690000 = 9 \cdot 1/9(90000 + 184900 + 1000000 + 129960 + T_{\text{кор}}^2),$$

откуда $T_{\text{кор}} = 534$ мкм.

Установленные значения допуска T_i составляющих звеньев запишем в табл. 1.2.

Координату середины полей допусков составляющих звеньев устанавливаем по формуле (1.10):

$$E_{m_i} = 0,5(es_i + ei_i).$$

Координату середины поля допуска корректирующего звена рассчитываем по формуле (1.32):

$$E_{m_{\text{кор}}} = \frac{1}{\xi_{\text{кор}}} \left(E_{\Delta} - \sum_1^{m+n-1} \xi_i E_{m_c} \right) =$$

$$= \frac{1}{-1} \{-450 - [(+1)(-150) + (+1)(-215) + 0 + (-1)(+180)]\} = -95 \text{ мкм.}$$

Предельные отклонения корректирующего звена $A_{\text{кор}}$ рассчитываем по формулам (1.33) и (1.34):

$$es_{\text{кор}} = -95 + \frac{534}{2} = +172; \quad ei_{\text{кор}} = -95 - \frac{534}{2} = -362.$$

Исполнительные размеры всех составляющих звеньев записываем в табл. 1.2.

Таблица 1.2 – Сведения о размерной цепи, рассчитанной теоретико-вероятностным методом

Символ звена	Величина A_i , мм	Характер действия	ξ_i	i_i	i_i^2	T_{A_i}	$T_{A_i}^2$	$\frac{T_{A_i}}{2}$	$\left(\frac{T_{A_i}}{2}\right)^2$	ES_{A_i}	EI_{A_i}	E_{cA_i}	Исполнительный размер
						Мкм							
A_1	5	ув.	+1	0,73	0,56	300	90000	150	22500	0	−300	−150	$5_{-0,30}$
A_2	12	ув.	+1	1,08	1,17	430	184900	215	46225	0	−430	−215	$12_{-0,43}$
A_3	48	ув.	+1	1,56	2,46	1000	1000000	500	250000	+500	−500	0	$48 \pm 0,5$
A_4	8	ум.	−1	0,90	0,81	360	129600	180	32400	+360	0	+180	$8^{+0,36}$
$A_{5\text{кор}}$	35	ум.	−1	1,56	2,46	534	285500	207	71289	+172	−362	+95	$35^{+0,172}_{-0,362}$

Выполняем проверку расчетов, выполненных в проектной задаче. Предельные отклонения проверяем по формулам (1.21) и (1.22):

$$es_{\Delta} = \sum_1^{m+n} \xi_i E_{m_i} + t_{\Delta} \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 \lambda_i^2 \left(\frac{T_i}{2}\right)^2} = -450 + 650 + 0 = +200 \text{ мкм};$$

$$ei_{\Delta} = \sum_1^{m+n} \xi_i E_{m_i} - t_{\Delta} \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 \lambda_i^2 \left(\frac{T_i}{2}\right)^2} = -450 - 650 + 0 = -1100 \text{ мкм.}$$

Допуск замыкающего звена проверяем по формуле (1.14):

$$T_{\Delta} = \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2} = 3 \cdot \frac{1}{3} \sqrt{90000 + 184900 + 1000000 + 129600 + 285500} =$$

$$= \sqrt{1690000} = 1300 \text{ мкм.}$$

Сопоставление расчетных и исходных параметров замыкающего звена показывает, что проектная задача решена верно.

1.10. Примеры решения параллельно связанных размерных цепей

Рассмотрим пример решения параллельно связанных размерных цепей в поверочной задаче методом max-min. Схемы размерных цепей приведены на рис. 1.21.

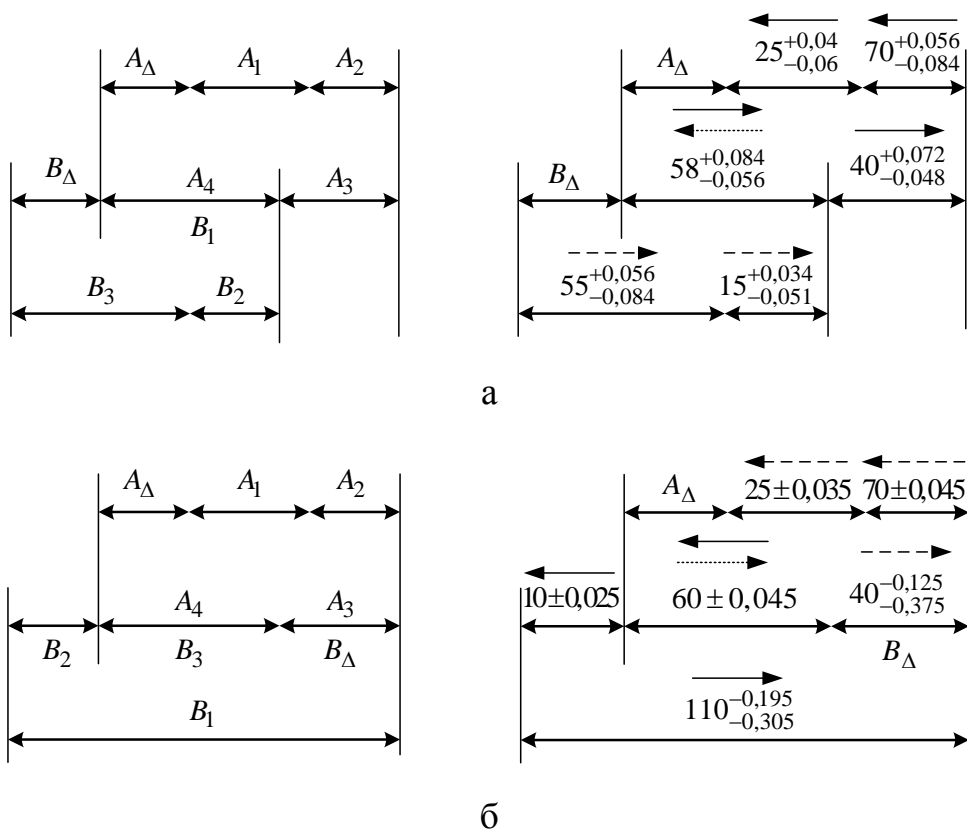


Рисунок 1.21 – Параллельно связанные размерные цепи:

а – общим является составляющее звено; б – общим является замыкающее звено

В размерной цепи A звенья A_1 и A_2 являются уменьшающими, а звенья A_3 и A_4 увеличивающими.

Допуск замыкающего звена определяем из зависимости (формула (1.4)):

$$T_{\Delta} = \sum_1^{m+n} T_i = 0,10 + 0,14 + 0,14 + 0,12 = 0,5 \text{ мм.}$$

Предельные отклонения устанавливаем по формулам (1.5) и (1.6):

$$es_{\Delta} = \sum_1^m \overrightarrow{es_i} - \sum_1^n \overleftarrow{ei_i} = -0,084 + 0,072 - (-0,06 - 0,084) = +0,3 \text{ мм;}$$

$$ei_{\Delta} = \sum_1^m \overrightarrow{es_i} - \sum_1^n \overleftarrow{ei_i} = 0,056 - 0,048 - (+0,04 + 0,056) = -0,2 \text{ мм.}$$

Координату середины поля допуска составляющих и замыкающих звеньев устанавливаем по формулам (1.10) и (1.18):

$$E_{m_1} = 0,5[(+0,04) + (-0,06)] = -0,01 \text{ мм;}$$

$$E_{m_2} = 0,5[(+0,056) + (-0,084)] = -0,014 \text{ мм;}$$

$$E_{m_3} = 0,5[(+0,072) + (-0,048)] = +0,012 \text{ мм;}$$

$$E_{m_4} = 0,5[(+0,084) + (-0,056)] = +0,014 \text{ мм;}$$

$$E_{m_{\Delta}} = (-1)(-0,01) + (-1)(-0,014) + (+1)(+0,012) + (+1)(+0,014) = +0,05 \text{ мм.}$$

С другой стороны:

$$E_{m_{\Delta}} = (es_{\Delta} + ei_{\Delta}) 0,5 = [(+0,3) + (-0,2)] \cdot 0,5 = +0,05 \text{ мм.}$$

Значения $E_{m_{\Delta}}$, полученные расчетом через E_{m_i} , es_{Δ} и ei_{Δ} совпадают, поэтому поверочная задача решена правильно.

В размерной цепи (рис. 1.21 б) с параллельным видом связи общим является замыкающее звено $B_{\Delta} = A_3$. Поэтому решение поверочной задачи необходимо начинать с расчета размерной цепи B .

В размерной цепи B звено B_1 является увеличивающим, а звенья B_2 и B_3 уменьшающими составляющими звеньями.

Определим параметры составляющих звеньев размерной цепи B по формулам (1.7) и (1.10):

$$\begin{aligned}T_1 &= -0,195 - (-0,305) = 0,11 \text{ мм}; \\T_2 &= +0,025 - (-0,025) = 0,05 \text{ мм}; \\T_3 &= +0,045 - (-0,025) = 0,09 \text{ мм}; \\E_{m_1} &= 0,5[(-0,195) + (-0,305)] = -0,25 \text{ мм}; \\E_{m_2} &= 0,5[(+0,025) + (-0,025)] = 0 \text{ мм}; \\E_{m_3} &= 0,5 [(+0,045) + (-0,045)] = 0 \text{ мм}.\end{aligned}$$

Установим величину параметров замыкающего звена по формулам (1.4), (1.5), (1.6), (1.7), (1.8):

$$\begin{aligned}T_{\Delta} &= \sum_1^{m+n} T_i = 0,11 + 0,05 + 0,09 = 0,25 \text{ мм}; \\es_{\Delta} &= \sum_1^m \overrightarrow{es_i} - \sum_1^n \overleftarrow{ei_i} = -0,195 - [(-0,025) + (-0,045)] = -0,125 \text{ мм}; \\ei_{\Delta} &= \sum_1^m \overrightarrow{es_i} - \sum_1^n \overleftarrow{ei_i} = -0,305 - [(0,045) + (+0,025)] = -0,375 \text{ мм}; \\E_{m_{\Delta}} &= \sum_1^{m+n} \xi_i E_{m_i} = (+1) \cdot (-0,25) + (-1) \cdot 0 + (-1) \cdot 10 = -0,25 \text{ мм}; \\E_{m_{\Delta}} &= es_{\Delta} - \frac{T_{\Delta}}{2} = -0,125 - \frac{0,25}{2} = -0,25 \text{ мм}.\end{aligned}$$

На втором этапе определим параметры замыкающего звена размерной цепи A . Звено B_{Δ} в этой размерной цепи является увеличивающим составляющим звеном. Характер составляющих звеньев цепи A показан на схеме (см. рис. 1.21 б) стрелками .

Параметры замыкающего звена A_{Δ} рассчитываются по тем же формулам:

$$\begin{aligned}T_{\Delta} &= 0,07 + 0,09 + 0,09 + 0,25 = 0,50 \text{ мм}; \\es_{\Delta} &= +0,145 - 0,125 - [(-0,045) + (-0,035)] = 0 \text{ мм}; \\ei_{\Delta} &= -0,045 - 0,375 - (+0,045 + 0,035) = -0,5 \text{ мм}.\end{aligned}$$

1.11. Пример расчета размерных цепей по определению допусков на операционные размеры

Исходные данные: размеры детали по чертежу (рис. 1.22 а); маршрут обработки (рис. 1.22 б, в, г); оборудование: фрезерно-центровальный станок, токарный станок.

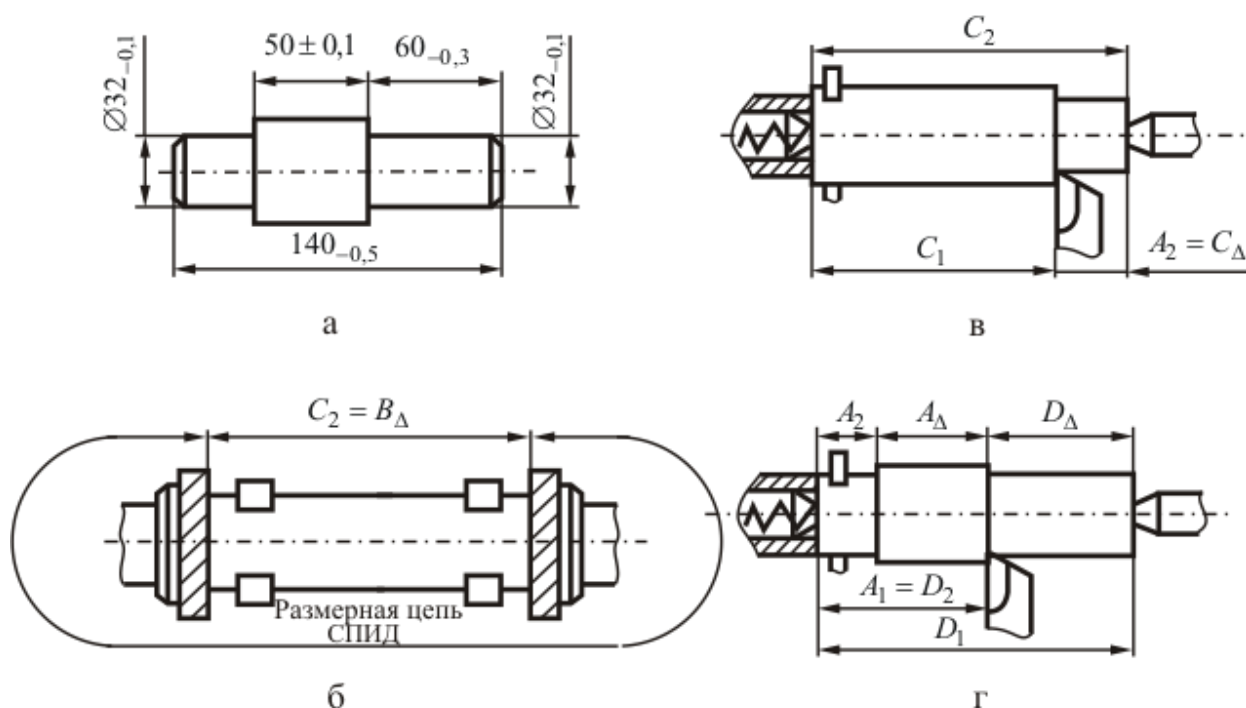


Рисунок 1.22 – Схема обработки валика и технологические размерные цепи A , B , C и D : а – размеры детали по чертежу; б, в, г – маршрут обработки (б – 1-я операция; в – 2-я операция; г – 3-я операция)

Деталь обрабатывается по следующему маршруту:

Операция 1. Подрезка торцов и зацентровка заготовки на фрезерно-центровальном станке (см. рис. 1.22 б).

Операция 2. Токарная обработка заготовки с одного конца с установкой заготовки в центрах (передний центр – плавающий, см. рис. 1.22 в).

Операция 3. Токарная обработка заготовки с другого конца при аналогичной схеме базирования (см. рис. 1.22 г).

В результате принятой технологии обработки валика требуется обеспечить точность размеров 50, 60 и 140, заданную чертежом (рис. 1.22 а).

В принятом технологическом процессе размер $50 \pm 0,1$ окончательно получается на третьей операции и является замыкающим звеном размерной цепи A (рис. 1.22 г) $A_{\Delta} = A_1 - A_2$, в которой звено A_2 – размер, получаемый на второй операции.

Рассматривая его как замыкающее звено размерной цепи C , имеем:

$$A_2 = C_{\Delta} = -C_1 + C_2,$$

где C_2 – размер, полученный на первой операции, где он является замыкающим звеном размерной цепи B в системе СПИД ($C_2 = B_{\Delta}$, рис. 1.22 б).

Размер 60 мм также получается на третьей операции. На рис. 1.22 г видно, что он является замыкающим звеном размерной цепи D ,

$$D_{\Delta} = D_1 - D_2$$

и образуется одновременно с размером A_{Δ} .

Так как $D_1 = B_{\Delta}$, а $D_2 = A_1$, $D_{\Delta} = B_{\Delta} - A_1$, то для обеспечения точности размеров 50 и 60 мм необходимо рассмотреть систему параллельно связанных размерных цепей:

$$A_{\Delta} = A_1 - A_2;$$

$$A_2 = C_{\Delta} = -C_1 + C_2;$$

$$D_{\Delta} = B_{\Delta} - A_1.$$

Учитывая, что более жесткие требования предъявлены к точности размера 50 (A_{Δ}), установим допуски на звенья A и C , применив метод неполной взаимозаменяемости и приняв $\lambda_i^2 = \frac{1}{2}$, $P = 0,27\%$ ($t_{\Delta} = 3$).

Исходя из значения $T_{\Delta A} = 0,2$ мм, зададим $T_{\Delta A_1} = 0,1$ мм, $T_{\Delta A_2} = 0,17$ мм.

Тогда по условию (1.14):

$$T_{\Delta A} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2} = 3 \sqrt{\frac{1}{9} (0,1^2 + 0,17^2)} = 0,2 \text{ мм},$$

то есть принятые допуски $T_{\Delta A_1}$ и $T_{\Delta A_2}$ отвечают условию (1.14).

Поскольку $T_{C_2} = T_{\Delta A_2} = 0,17$ мм, установим $T_{C_1} = 0,1$ мм, $T_{C_2} = 0,14$ мм и выполним проверку условия (1.14):

$$T_{C_{\Delta}} = 3 \sqrt{\frac{1}{9} (0,1^2 + 0,14^2)} \approx 0,17 \text{ мм}.$$

Из ранее сказанного следует, что $T_{\Delta C} = T_{C_2} = 0,14$ мм.

На следующем этапе проверим обеспечение условия (1.14) для замыкающего звена D_{Δ} :

$$T_{\Delta D} = t_{\Delta} \sqrt{\lambda_i^2 (T_{\Delta B}^2 + T_{\Delta A_1}^2)} = 3 \sqrt{\frac{1}{2} (0,14^2 + 0,1^2)} \approx 0,17 \text{ мм}.$$

Таким образом, принятые значения допусков надежно обеспечивают требуемую точность размера D_{Δ} , так как

$$T_{\Delta D} = 0,17 < 0,3 \text{ мм}.$$

Определим допуск замыкающего звена B_{Δ} размерной цепи СПИД. Его величина должна рассчитываться с учетом допусков на размеры A_{Δ} , C_{Δ} , D_{Δ} технологических размерных цепей A , C и D (см. рис. 1.22 в, г):

$$T_{\Delta B} = t_{\Delta} \sqrt{\lambda_i^2 (T_{\Delta A}^2 + T_{\Delta C}^2 + T_{\Delta D}^2)} = 3 \sqrt{\frac{1}{9} (0,17^2 + 0,2^2 + 0,17^2)} \approx 0,32 \text{ мм}.$$

Допуск $T_{B_2} = T_{\Delta B}$ (размер 140 мм).

Таким образом, для достижения требуемой точности A_{Δ} допуск на операционный размер B_{Δ} должен быть задан более жестким, чем это указано на чертеже детали (см. рис. 1.22 а).

Определим исполнительные операционные размеры на операциях 1, 2, 3.

Приняв во внимание, что $A_2 = -C_1 + C_2$, а $C_2 = B_\Delta$, получим:

$$A_\Delta = A_1 + C_1 - B_1,$$

а следовательно, для назначения координат середин полей допусков операционных размеров необходимо совместное решение уравнений координат:

$$\begin{cases} E_{m_{\Delta A}} = E_{m_{A_1}} + E_{m_{C_1}} - E_{m_{\Delta B}} \\ E_{m_{\Delta D}} = E_{m_{\Delta B}} - E_{m_{A_1}} \end{cases}.$$

Чертеж детали требует, чтобы $E_{m_{\Delta A}} = 0$, $E_{m_{\Delta D}} = -0,15$ мм и $E_{m_{\Delta B}} = -0,25$ мм.

Учитывая это требование, необходимо установить

$$E_{m_{A_1}} = E_{m_{\Delta B}} - E_{m_{\Delta D}} = -0,25 + 0,15 = -0,1 \text{ мм}$$

и

$$E_{m_{\Delta C_1}} = E_{m_{\Delta A}} - E_{m_{\Delta C}} - E_{m_{A_1}} = 0 - 0,25 - (-0,1) = +0,15 \text{ мм}.$$

Тогда можно записать операционные размеры A_1 , B_Δ и C_1 (рис. 1.23).

Наладочные размеры на всех операциях 1, 2 и 3 можно рассчитать, используя рекомендации по выбору наладочного размера при подрезке торца детали (п. 6.1.3).

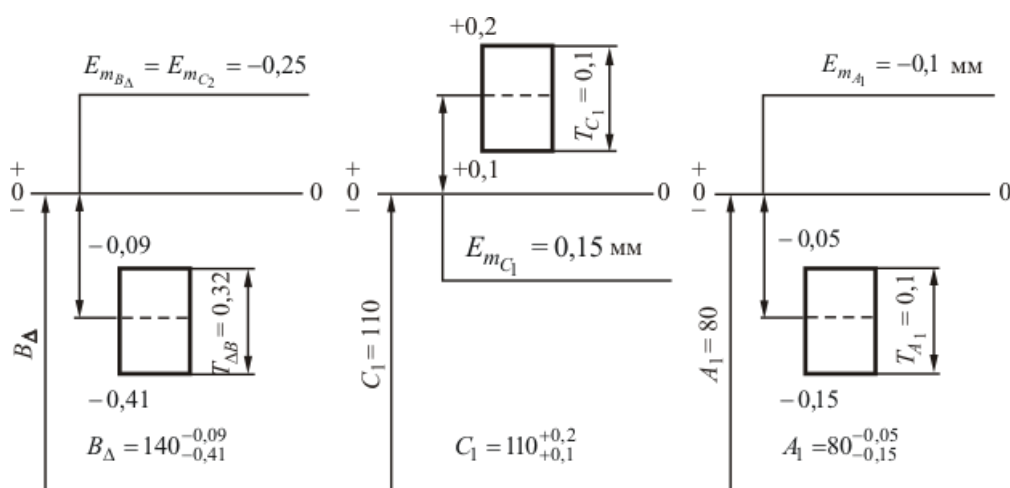


Рисунок 1.23 – Схемы расположения полей допусков на операционные размеры

Глава 2

РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ В ТЕХНОЛОГИИ СБОРКИ

В результате сборки должно быть обеспечено взаимное положение деталей и сборочных единиц в изделии таким образом, чтобы их функциональные поверхности в своем относительном расположении не выходили за пределы допусков, установленных чертежом.

Действительное значение исходного звена сборочной размерной цепи, достигнутое в результате сборки, характеризует точность сборки изделия (машины, станка, прибора и т. д.). *Под точностью сборки понимают степень соответствия реальных параметров после сборки параметрам, оговоренным техническими условиями чертежа в конструкторской документации.*

Точность сборки можно обеспечить различными методами. *Под методом сборки понимается совокупность правил достижения точности исходного звена сборочной размерной цепи.* Методы сборки и методы достижения точности исходного звена размерной цепи имеют одноименные названия. На практике известны следующие методы сборки:

1. Полной взаимозаменяемости.
2. Неполной взаимозаменяемости (вероятностный).
3. Групповой взаимозаменяемости (селективной сборки).
4. Регулирования компенсаторами.
5. Пригонки.
6. Применение компенсирующего материала.

Методы сборки перечислены по убывающей производительности труда сборочных работ.

Метод сборки для заданного объема выпуска и типа производства оказывает существенное влияние на точность, производительность и трудоемкость сборочных работ, на возможность и уровень автоматизации сборки, а также на затраты изготовления изделия. Каждый из методов сборки имеет свою область применения, свои преимущества и недостатки, свои характеристики. Предпочтение рекомендуется отдавать тем методам сборки, при кото-

рых точность исходного звена сборочной размерной цепи достигается с наименьшими технологическими и эксплуатационными затратами.

2.1. Метод полной взаимозаменяемости

При методе полной взаимозаменяемости точность сборки обеспечивается собственно технологическим процессом изготовления деталей, обладающих полной взаимозаменяемостью. *Под взаимозаменяемостью понимается свойство деталей собираться в сборочных единицах и в изделиях с заданной точностью без применения любых методов подгонки, регулирования, сортировки и т. п.*

Полная взаимозаменяемость – это тот случай, когда все детали изделия, поступившие на сборку, взаимозаменяемы.

Точность исходных (замыкающих) звеньев при сборке с полной взаимозаменяемостью обеспечивается технологическим процессом изготовления деталей.

Сборка изделия по методу полной взаимозаменяемости возможна при следующих условиях.

Во-первых, должно выполняться условие (1.4)

$$T_{\Delta} = \sum_1^{m+n} T_i,$$

то есть сборочная размерная цепь рассчитывается методом max-min.

Во-вторых, допуски T_i составляющих звеньев должны быть реально выполнимы и, по возможности, должны соответствовать экономической точности их получения на предполагаемых финишных операциях, переходах и на конкретном станочном оборудовании в условиях заданного типа производства.

Метод сборки с полной взаимозаменяемостью применяют в малозвенных ($m+n=2$) размерных цепях с высокой точностью размеров или при $m+n \leq 4$, но с большой величиной допуска исходного звена.

Метод сборки с полной взаимозаменяемостью не требует высокой квалификации сборщиков, поддается автоматизации и роботизации, создает

возможность кооперирования производства деталей и сборочных единиц, упрощает систему изготовления запасных частей, ремонта и эксплуатации изделий и др.

2.2. Метод неполной взаимозаменяемости

Метод сборки с неполной взаимозаменяемостью имеет место в серийном, крупносерийном и массовом производствах и предполагает выполнение таких условий:

1. Детали обрабатываются партиями на налаженном оборудовании.
2. Рассеяние размеров деталей подчиняется закону нормального распределения.
3. Допуск T_i составляющих звеньев, рассчитанный из формул (1.13), (1.14), (1.16) или (1.17), должен соответствовать экономической точности его получения в заданных условиях производства.

Риск возможного выхода погрешностей за пределы поля допуска замыкающего звена определяется коэффициентом риска t_Δ , принимаемым в расчетах допусков T_i составляющих звеньев. С увеличением количества составляющих звеньев вероятность встречи при сборке их числовых значений уменьшается. Если число составляющих звеньев сборочной размерной цепи $(m+n) \geq 4$, то независимо от законов распределения погрешностей составляющих звеньев, вероятность отклонения размера замыкающего звена описывается законом нормального распределения. При $t_\Delta = 3$, т. е. при проценте риска выхода за пределы допуска $P = 0,27 \%$, количество сборочных соединений, выходящих за пределы допуска, не превышает 3 на 1000 шт. изделий.

Целесообразность применения метода неполной взаимозаменяемости при сборке оправдана в тех случаях, когда экономия, получаемая от снижения стоимости обработки (за счет расширения допусков), будет больше, чем стоимость дополнительных работ при сборке тех сборочных единиц, которые попадают в брак в соответствии с процентом риска P , определенным коэффициентом риска t_Δ .

2.3. Метод групповой взаимозаменяемости

Точность сборки можно обеспечить двумя принципиально различными путями:

1. Повышением технологической точности, то есть обеспечением точности собственно технологическим процессом механической обработки.
2. Сортировкой изготовленных деталей или сборочных единиц по группам перед сборкой (селективная сборка).

Первый путь является предпочтительным, так как сборка и ремонт изделий в этом случае построены на принципах взаимозаменяемости. Вместе с тем, при высокой точности сборки во многих случаях допуски составляющих звеньев сборочных размерных цепей являются неэкономичными или вообще нереальными с точки зрения их достижения известными методами обработки деталей. Например, точность резьб по посадке с натягом или прецизионных подшипников не могут быть достигнуты механической обработкой, а только селективной сборкой.

Второй путь (селективная сборка) основан на использовании послеоперационного контроля для достижения точности сборки за счет рассортировки сборочных деталей. Например, сборкой необходимо обеспечить допуск T_{Π} зазора или натяга между поверхностями двух сопрягаемых деталей. Допуск посадки не должен превышать значение $T_{\Pi} = T_o + T_v$. Если T_o и T_v не могут быть обеспечены технологическим процессом изготовления деталей, то поступают следующим образом. Допуски T_o и T_v расширяют до экономически целесообразных значений T'_o и T'_v . Расширенные допуски на изготовление деталей называют *производственными* и они могут быть обеспечены известными методами механической обработки.

Требуемая точность сборки при расширенных полях допусков сопрягаемых деталей достигается сортировкой или подбором.

На практике применяют три вида подбора:

- штучный (непосредственный);
- групповой;
- комбинированный, объединяющий в себе оба предыдущих вида подбора деталей при сборке.

Штучный подбор состоит в том, что детали изготавливают с расширенными и экономически выгодными допусками T'_0 и T'_B , например, при сборке соединения с зазором (рис. 2.1).

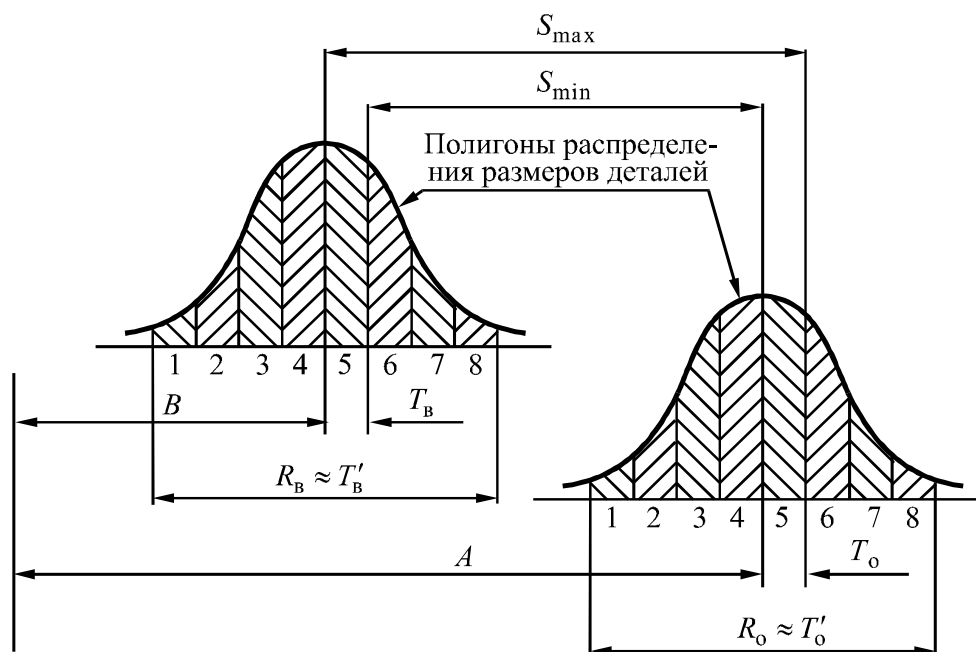


Рисунок 2.1 – Схема расположения полей рассеивания погрешности вала B и отверстия A для посадки с зазором (S_{\min} и S_{\max} – функциональные зазоры соединения; T'_0 и T'_B – производственные допуски на изготовление вала и отверстия соответственно)

При штучном подборе одну из деталей B предварительно измеряют, после чего, руководствуясь величиной зазора (S_{\min} и S_{\max}) или натяга (N_{\min} и N_{\max}), необходимого для данного соединения, определяют требуемые предельные размеры сочленяющейся детали и уже по этим размерам подбирают вторую деталь с размером A . При этом отклонение размеров A и B должно быть в пределах допуска посадки $T_{\Pi} = T_0 + T_B$.

Штучный подбор позволяет собрать соединения с высокой точностью. Вместе с тем, этот метод малопроизводителен, увеличивает сроки сборки. Его производительность можно повысить применением средств механизации подбора парных деталей.

Групповой подбор. При сборке по методу групповой взаимозаменяемости для каждой детали, входящей в размерную цепь, допуски на изготовление расширяют, но после изготовления детали сортируют по размерам на несколько групп в пределах более узких допусков. Обязательными при групповой сборке являются следующие условия:

$$1) T'_\Delta = \sum_1^{m+n} T'_i;$$

$$2) \sum_1^{m+n} \vec{T}'_i = \sum_1^{m+n} \overleftarrow{T}'_i \quad (2.1)$$

$$3) \vec{p}_i = \overleftarrow{p}_i, \quad (2.2)$$

где m – число увеличивающих звеньев;

n – число уменьшающих звеньев;

p_i – число сортировочных групп любого составляющего звена;

T'_i – производственный допуск составляющих звеньев.

Для организации работ по методу групповой взаимозаменяемости делают предварительный анализ полей допусков сопрягаемых деталей (рис. 2.2).

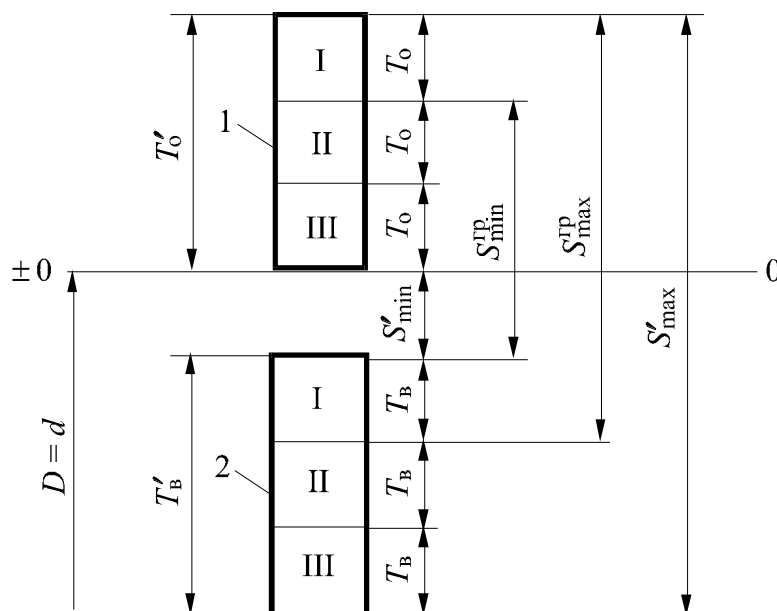


Рисунок 2.2 – Схема расположения полей допусков сортировочных групп I, II и III отверстия и вала

Расширенные поля допусков T'_O и T'_B назначают исходя из экономической точности того оборудования, на котором они получаются. Величина производственных допусков должна быть кратна функциональным допускам T_O и T_B . Производственные допуски сопрягаемых деталей делят на одно и то же количество интервалов.

Допуск посадки с расширенным полем допуска

$$T'_П = S'_{\max} - S'_{\min} = T'_O + T'_B.$$

Если каждый из производственных допусков T'_O и T'_B разделить на p интервалов, то детали (см. рис. 2.2) могут быть рассортированы на p групп (в примере, см. рис. 2.2, $p = 3$). Допуск размера в каждой группе

$$T_{\text{гр}} = \frac{T'_{O(B)}}{p}.$$

Количество сортировочных групп зависит от точности, которую необходимо получить при сборке, и от величины производственных допусков:

$$p = p_O = p_B = \frac{T'_O}{T_O} = \frac{T'_B}{T_B} = \frac{T'_O + T'_B}{T_O + T_B} = \frac{T'_\Delta}{T_\Delta}, \quad (2.3)$$

где T_O и T_B — функциональные допуски, которые необходимо обеспечить сборкой.

Сборочные соединения, полученные из сочленений отверстия и вала из одноименных групп, будут иметь S_{\min} и S_{\max} , которые требуется обеспечить сборкой.

Между S_{\max} , S'_{\max} , S_{\min} и S'_{\min} , а также количеством сортировочных групп имеется определенная взаимосвязь.

Минимальный зазор в соединениях, собранных из одноименных сортировочных групп деталей,

$$S_{\min} = S'_{\min} + 2 \frac{T'_O}{p}$$

или

$$S_{\min} = S'_{\min} + 2 \frac{T'_B}{p}.$$

Принимая $T_o = T_b = \frac{T'_\Delta}{2}$ ($T'_\Delta = T'_o + T'_b$), в общем случае получим:

$$S_{\min} = S'_{\min} + \frac{p-1}{p} \cdot \frac{T'_\Delta}{2}. \quad (2.4)$$

Для наибольшего зазора

$$S_{\max} = S'_{\min} + 4 \frac{T'_o}{p} \quad \left(T'_o = \frac{T'_\Delta}{2} \right)$$

получим

$$S_{\max} = S'_{\min} + \frac{p+1}{p} \cdot \frac{T'_\Delta}{2}. \quad (2.5)$$

При достижении точности исходного звена сборочной размерной цепи по методу групповой взаимозаменяемости расчет размерных цепей ведется обычно методом max-min.

При количестве составляющих звеньев $(m + n) \geq 2$ и при различном расположении полей их допусков относительно размеров рекомендуется выполнять расчет точности в такой последовательности:

1. Установить, во сколько раз экономически целесообразно расширить допуск T_Δ замыкающего звена. Рассчитать число сортировочных групп (формула (2.3))

$$p = \frac{T'_\Delta}{T_\Delta},$$

где T'_Δ — экономически обоснованный производственный допуск замыкающего звена.

2. Назначить производственные допуски T'_i составляющих звеньев, сообразуясь со степенью сложности изготовления деталей. При этом необходимо обеспечить следующие условия (формулы (1.4) и (2.1)):

$$T'_\Delta = \sum_1^{m+n} T'_i;$$

$$\sum_1^m \overline{T'_i} = \sum_1^n \overline{T'_i}.$$

3. Назначить предельные отклонения составляющих звеньев es' и ei' :

на валы: $es'_i = 0$; $ei'_i = -T'_i$;

на отверстия: $ES'_i = +T'_i$; $EI'_i = 0$;

на остальные: $\pm \frac{T'_i}{2}$.

Для одного из составляющих звеньев, принятого в качестве корректирующего, предельные отклонения не назначаются, а устанавливаются расчетом.

4. Определить координату середины полей производственных допусков составляющих звеньев, кроме корректирующего звена:

$$E'_{m_i} = 0,5(es'_i + ei'_i). \quad (2.6)$$

5. Определить координату поля запуска корректирующего звена:

$$E'_{m_{\text{кор}}} = \frac{1}{\xi_{\text{кор}}} \left(E'_{m_{\Delta}} - \sum_1^{m+n-1} \xi E'_{m_i} \right). \quad (2.7)$$

6. Рассчитать предельные отклонения корректирующего звена:

$$es'_{\text{кор}} = E'_{m_{\text{кор}}} + \frac{T'_{\text{кор}}}{2}; \quad (2.8)$$

$$ei'_{\text{кор}} = E'_{m_{\text{кор}}} - \frac{T'_{\text{кор}}}{2}. \quad (2.9)$$

7. Рассчитать допуск сортировочных групп для всех составляющих звеньев размерной цепи:

$$T_{i_{\text{гп}}} = \frac{T'_i}{p}, \quad (2.10)$$

где p – число сортировочных групп (по формуле (2.3));

T'_i – производственный допуск составляющих звеньев.

8. Установить предельные размеры деталей по каждой сортировочной группе для всех составляющих звеньев размерной цепи по формулам:

$$A_1^{\max} = A_i + es'_i; \quad (2.11)$$

$$A_{k_i}^{\max} = A_1^{\max} - (k_i - 1)T'_{i_{\text{гп}}}; \quad (2.12)$$

$$A_{k_i}^{\min} = A_1^{\max} - k_i T'_{i_{\text{гр}}}, \quad (2.13)$$

где $T'_{i_{\text{гр}}} = \frac{T'_\Delta}{p}$ (по формуле (2.10));

k_i – номер сортировочной группы.

Комбинированный подбор состоит в сортировке деталей в два этапа: вначале детали сортируют на « p » групп, а затем осуществляют подбор сопрягаемых деталей в каждой сортировочной группе (штучный подбор).

Сортировка на группы повышает точность во столько раз, сколько сортировочных групп. Подбор сопрягаемых деталей внутри одноименных сортировочных групп повышает точность исходного звена сборочной размерной цепи до значения, оговоренного условием задачи.

Комбинированная сортировка деталей перед сборкой применяется для получения прецизионной точности изделий.

Недостатками сборки по методу групповой взаимозаменяемости являются неполная взаимозаменяемость, необходимость создания в цехе нетехнологических заделов, повышение трудоемкости и стоимости сборки за счет операций, затрачиваемых на сортировку.

2.4. Метод регулирования компенсатором

В многозвенных размерных цепях достижение высокой точности исходного звена обеспечить рассмотренными выше методами практически невозможно. Это связано с тем, что в размерных сборочных цепях встречаются размеры, принадлежащие стандартным изделиям, например, подшипникам качения. Допуск подшипника по высоте может быть в 6–10 раз больше допуска исходного звена. Кроме того, средний допуск многозвенных сборочных размерных цепей мал и его обеспечение известными методами обработки неэкономично, а в ряде случаев невозможно. Так, если число составляющих звеньев $(m + n) = 6 - 12$, то средний допуск составляющих звеньев в 2–4 раза меньше допуска замыкающего звена (табл. 2.1) и его реализация известными методами механической обработки неэкономична или невозможна.

При достижении точности исходного звена методом регулирования на все составляющие звенья размерной цепи назначаются легко выполнимые, экономически выгодные в условиях заданного производства допуски, а требуемая точность сборки обеспечивается за счет изменения размера компенсирующего звена без снятия стружки.

Таблица 2.1 – Средний допуск составляющих звеньев при расчете размерных цепей вероятностным методом ($P = 0,27 \%$, $\lambda_i = 0,4$, $m + n = 6 - 12$)

Допуск исходного звена, мм	0,05 ... 0,10	0,10 ... 0,5
Средний допуск составляющих звеньев, мм	0,012 ... 0,037	0,24 ... 0,205

Звеном-компенсатором условно называют одно из составляющих звеньев, которое используется для компенсации ошибок составляющих звеньев и сборки в целом с целью уменьшения погрешности замыкающего до пределов функционального допуска T_{Δ} .

В качестве компенсаторов могут применяться зазоры или детали. Деталь-компенсатор может быть подвижной или неподвижной. К подвижным компенсаторам относятся резьбовые, клиновые, цилиндрические по посадке с натягом, конические и другие соединения. Ступенчатое регулирование точности исходного звена выполняется при сборке набором прокладок, проставочных колец (втулок) и т. д.

Возможны различные виды неподвижных компенсаторов:

1. Набор компенсаторных прокладок одинаковой толщины.
2. Набор компенсаторных прокладок разной толщины.
3. Набор проставочных колец (втулок).

Расчет размерных цепей при регулировании точности компенсаторами производят методом $\max\text{-}\min$ или теоретико-вероятностным методом.

Примеры конструкций подвижных и неподвижных компенсаторов приведены на рис. 2.3 а.

В конструкции (см. рис. 2.3 а) ползун 2 перемещается в направляющих, образованных корпусом 1, планками 3, 4, 5 и 7. Плавность перемещения ползуна 2 и его возможные перекосы в направляющих зависят от точности замыкающих звеньев A_{Δ} , B_{Δ} и C_{Δ} . Точность замыкающего размера A_{Δ} достигается с помощью подвижного компенсатора 4 (винт с гайкой), а точ-

ность звеньев B_{Δ} и C_{Δ} достигается с помощью неподвижных компенсаторов 6 и 8.

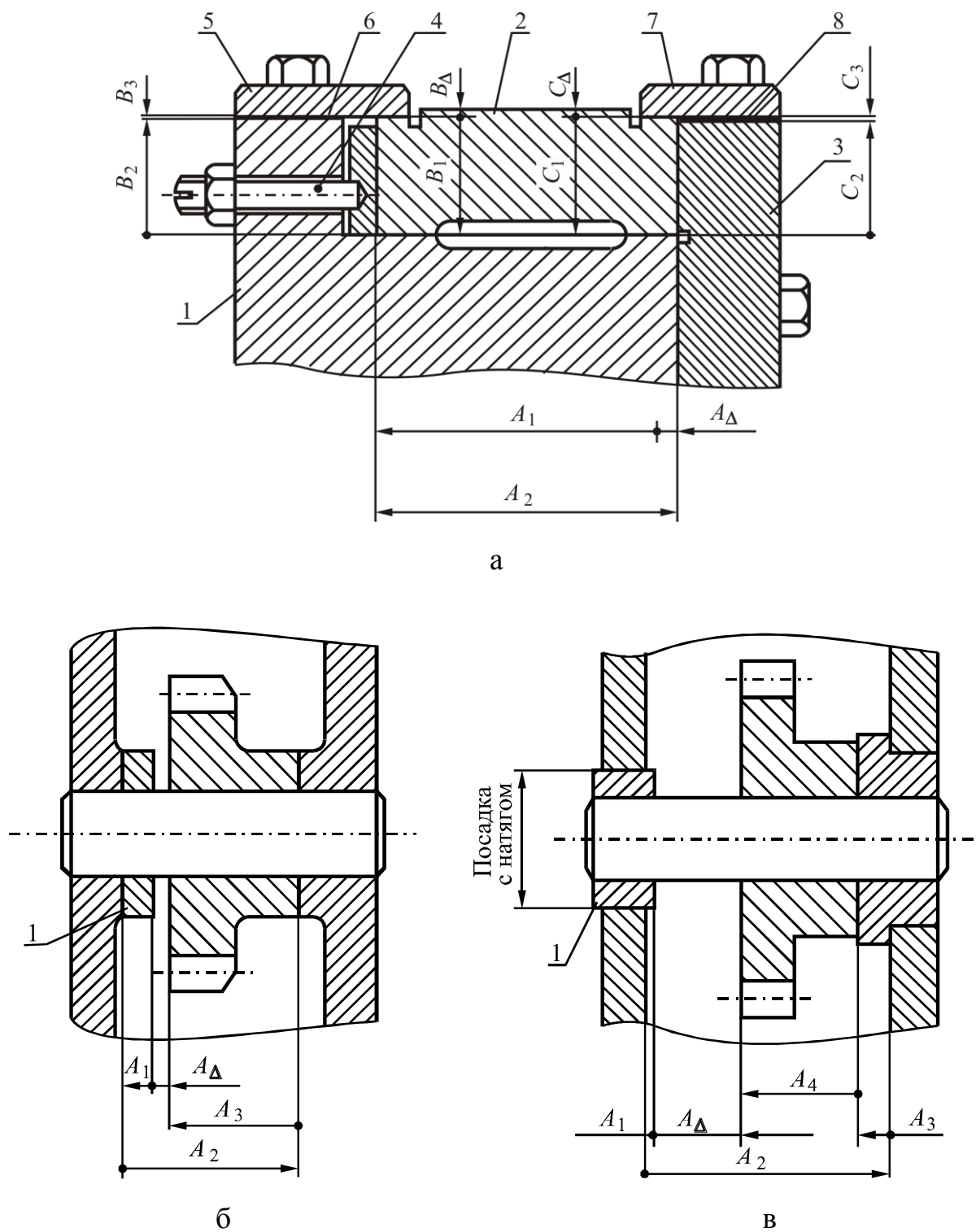


Рисунок 2.3 – Конструкции сборочных единиц с различными типами компенсаторов регулирования точности замыкающего звена

В конструкции (рис. 2.3 б) замыкающим звеном является размер A_{Δ} между торцом зубчатого колеса и поверхностью проставочного кольца. Точность исходного звена A_{Δ} обеспечивается при сборке за счет подбора проставочного кольца 1 нужной толщины. Кольцо требуемой высоты выбирается из набора колец, изготовленных с высокой точностью в пределах проектных значений. Число компенсаторов в наборе и их размеры устанавливают расчетом размерных цепей.

В конструкции (рис. 2.3 в) предусмотрен подвижной компенсатор 1, установленный в корпусе по посадке с натягом: компенсатор 1 является одновременно и подшипником скольжения.

Рассмотренные примеры показывают, что компенсаторы должны предусматриваться конструкцией изделия. Присутствие компенсаторов в изделии не должно усложнять конструкцию, но способствовать ускорению сборки и снижению затрат на механическую обработку деталей.

На практике можно достичь точности сборки с помощью компенсирующего «звена-зазора». Понятие «звено-зазор» является условным и характеризует расстояние между осями (линейный зазор) или угол между поверхностями или осями (угловой зазор) сопрягающихся деталей.

Зазоры-звенья, встречающиеся в размерных цепях, представляют собой три конструктивные разновидности (рис. 2.4). Замыкающее звено B_{Δ} размерной цепи можно регулировать в пределах зазора по сопрягаемым поверхностям выступа 1 и впадины 2 (см. рис. 2.4 а).

Если зазор полностью выбирается в одну сторону одним из способов силового замыкания (пружина, груз, винт и т. д.), то размерная цепь составляется так, чтобы зазор не оказывал влияния на замыкающее звено (см. рис. 2.4 б).

В зависимости от того, в какую сторону выбирается зазор, размеры проставляются по схеме, показанной на рис. 2.4 б, в. В одной схеме зазоры выбраны в одну сторону, а в другой – полностью в противоположную. Расчеты обеих размерных цепей производятся по формулам для простых линейных ошибок. Затем по результатам расчета берутся такие наибольшие (из одной цепи) и наименьшие (из другой цепи) предельные отклонения, при которых размах отклонений замыкающего звена оказывается наибольшим.

Этот размах сравнивается с полем допуска на замыкающее звено. По результатам сравнения составляется только одна размерная цепь с более удобным представлением размеров на чертеже.

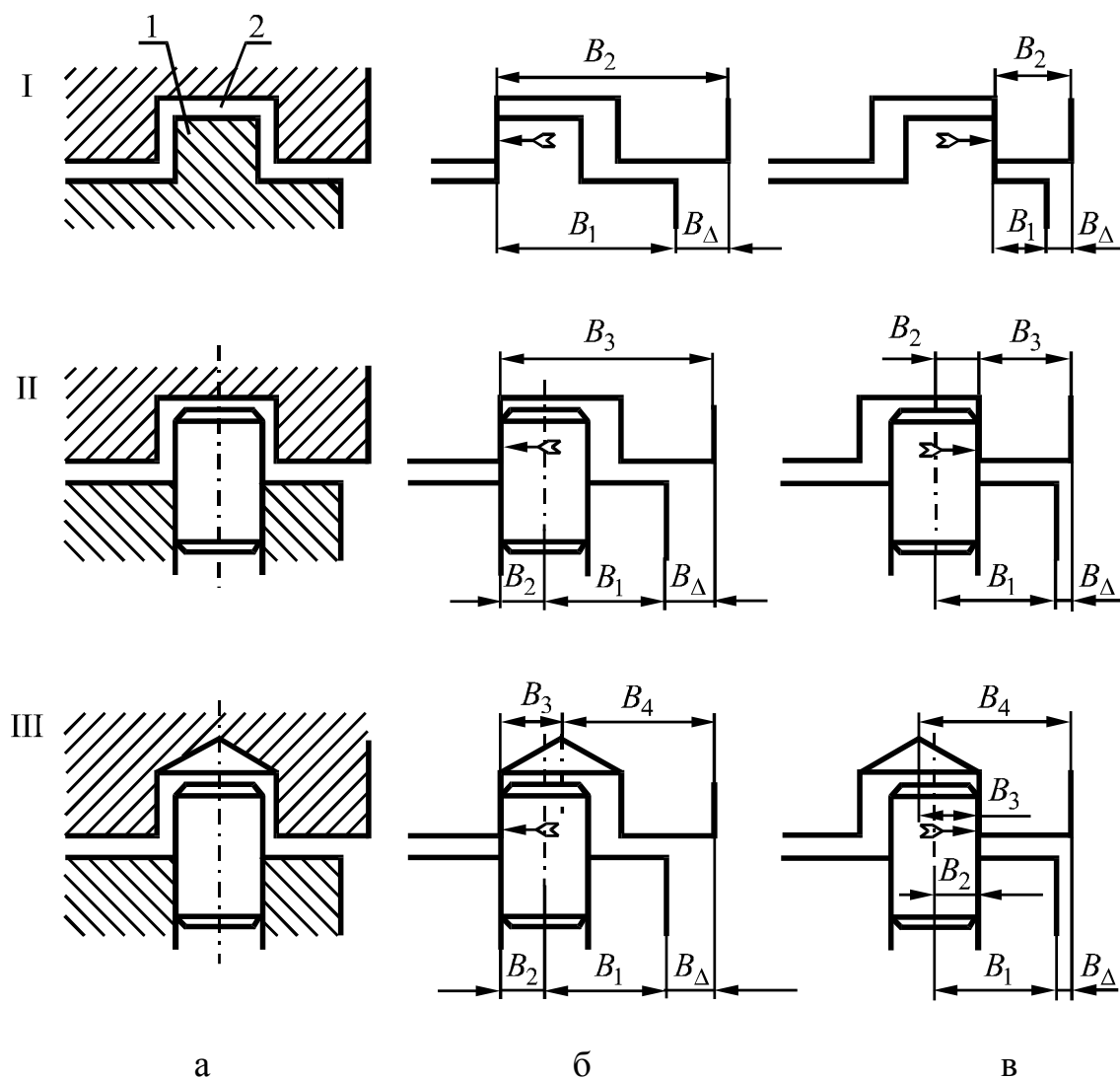


Рисунок 2.4 – Конструктивные разновидности звеньев-зазоров

Расчет размерных цепей методом регулирования выполняют в такой последовательности.

1. Подготовка исходных данных: чертеж сборочной единицы; требования точности замыкающих звеньев; номинальные размеры составляющих звеньев и др.

2. Составление схем сборочных размерных цепей, видов, их связи и последовательности расчета.

3. Принять метод расчета размерных цепей: max-min или вероятностный.

4. В зависимости от конструктивных особенностей изделия установить тип компенсатора:

- проставочное кольцо;
- прокладки одинаковой толщины;
- прокладки разной толщины.

5. Назначить экономически выгодные допуски T' и предельные отклонения es'_i и ei'_i составляющих звеньев исходя из предполагаемого метода финишной обработки поверхностей в условиях заданного типа производства. Расширенные допуски T' составляющих звеньев можно принимать по 12-му качеству (табл. 2.2).

Таблица 2.2 – Допуски T'_i и коэффициенты k_i , α_i , и λ_i составляющих звеньев

		Виды поверхностей деталей		
		охватываемые	охватываемые	остальные
Рекомендуемые поля допусков		H12	h12	$\pm \frac{IT12}{2}$
Коэффициенты	k_i	1,2	1,2	1,2
	α_i	-0,1	+0,1	0
	λ_i	0,37...0,47	0,37...0,47	0,37...0,47

Примечание: информация о выборе коэффициентов k_i , α_i , и λ_i с учетом условий обработки приведена в табл. П1.6 и прил. 10.

Если в сборочной единице имеются стандартные изделия, то допуски на их размеры назначают по соответствующим стандартам.

6. Рассчитать координату середины поля допуска составляющих звеньев по формуле (2.6)

$$E'_{m_i} = 0,5(es'_i + ei'_i).$$

7. Определить параметры компенсатора и корректирующего звена в зависимости от принятого типа компенсатора.

7.1. Компенсатор – набор прокладок одинаковой толщины.

7.1.1. Принять предварительный номинальный размер A_k компенсатора (набора прокладок), например, в расчетах размерных цепей редукторов его принимают равным 1 мм.

7.1.2. Принять наименьшую толщину прокладки в наборе из условия

$$h_{\min} \leq T_{\Delta}, \quad (2.14)$$

где T_{Δ} – допуск замыкающего звена сборочной размерной цепи по условию проектной задачи.

При малой величине допуска T_{Δ} и невозможности обеспечить соотношение (2.14) принимают прокладки разных (h' , h'') близких между собой толщин, используя при сборке разность размеров ($h' > T_{\Delta}$ и $h'' > T_{\Delta}$).

7.1.3. Установить погрешность изготовления и предельные отклонения номинального размера компенсатора с учетом того, из какого листа изготовлен компенсатор:

$$T_k = z_{\Pi} T_{ik} \text{ (прокладки изготовлены из одного листа);} \quad (2.15)$$

$$T_k = \sqrt{z_{\Pi}} T_{ik} \text{ (прокладки изготовлены из разных листов),} \quad (2.16)$$

где T_{ik} – толщина i -й прокладки компенсатора;

z_{Π} – предварительное число прокладок в наборе, $z_{\Pi} = \frac{A_k}{T_{\Delta}}$.

Рекомендуется назначить симметричные предельные отклонения на номинальный размер компенсатора

$$A_k \pm \frac{T_k}{2}.$$

7.1.4. Назначить коэффициенты k_i и λ_i из табл. 2.2 (их выбор связан с принятым теоретико-вероятностным расчетом размерной цепи). Многозвенные размерные цепи, когда $m + n > 4$, рассчитывают теоретико-вероятностным методом.

7.1.5. Определить среднее отклонение поля допуска замыкающего звена

$$E'_{m_{\Delta}} = \sum_1^{m+n} \xi_i \left(E'_{m_i} + \alpha_i \frac{T'_i}{2} \right). \quad (2.17)$$

7.1.6. Найти производственный допуск замыкающего звена

$$T'_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 \lambda_i^2 (T'_i)^2}. \quad (2.18)$$

7.1.7. Определить компенсацию $T_{\text{комп}}$

$$T_{\text{комп}} = T'_{\Delta} - T_{\Delta}. \quad (2.19)$$

7.1.8. Рассчитать окончательное число прокладок в наборе

$$z_o = \frac{T_{\text{комп}}}{T_{\Delta}} + 1. \quad (2.20)$$

Если окончательно принятое число прокладок одинаковой толщины z_o не равно предварительно принятому z_n числу прокладок, то по формулам (2.15) или (2.16) производят перерасчет допуска компенсатора T_k , а затем по формуле (2.18) уточняют значение производственного допуска T'_{Δ} замыкающего звена.

Откорректированный допуск замыкающего звена T'_{Δ} используют в дальнейших расчетах.

7.1.9. Определить поправку $E_{m_{\text{кор}}}^{\text{изм}}$ в зависимости от характера действия компенсирующего звена на замыкающее звено:

для увеличивающего компенсирующего звена

$$E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}} = E_{m_{\Delta}} - E'_{m_{\Delta}} - \frac{1}{2} T'_{\Delta} + E_{m_k} + A_k; \quad (2.21)$$

для уменьшающего компенсирующего звена

$$E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}} = E_{m_{\Delta}} - E'_{m_{\Delta}} + \frac{1}{2} T'_{\Delta} - E_{m_k} - A_k. \quad (2.22)$$

7.1.10. Определить исполнительный размер корректирующего звена, при котором обеспечивается условие:

$$E'_{m_{\Delta}} = E_{m_{\Delta}}. \quad (2.23)$$

Это условие выполняется, если скорректированное отклонение корректирующего звена рассчитано по формуле

$$E_{m_{\text{кор}}}^{\text{изм}} = E'_{m_{\text{кор}}} \pm E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}}, \quad (2.24)$$

где $E'_{m_{\text{кор}}}$ – среднее отклонение корректирующего звена по условию задачи;

$E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}}$ – поправка, с помощью которой обеспечивается условие (2.23).

Она рассчитывается по формулам (2.21) или (2.22).

Знак плюс принимается для увеличивающего и знак минус – для уменьшающего корректирующего звена.

7.1.11. Записать исполнительный размер скорректированного составляющего звена по формуле

$$A_{\text{кор}}^{\text{изм}} = \left(A_{\text{кор}} \pm E_{m_{\text{кор}}}^{\text{изм}} \right)_{ei'_{\text{кор}}}^{es'_{\text{кор}}}, \quad (2.25)$$

где $A_{\text{кор}}$ – номинальный размер корректирующего звена (условие задачи);

знак «+» или принять таким, каким он получился при расчете $E_{m_{\text{кор}}}^{\text{изм}}$ по формуле (2.24);

$es'_{\text{кор}}$, $ei'_{\text{кор}}$ – верхнее и нижнее отклонения корректирующего звена по условию задачи.

7.2. Компенсатор – набор прокладок разной толщины.

7.2.1. Принять номинальный размер компенсатора A_k и проверить условие (1.3):

$$A_{\Delta} = \sum_1^{m+n} \xi_i A_i.$$

7.2.2. Принять толщину первой самой тонкой прокладки из условия (2.14):

$$h_1 = h_{\min} \leq T_{\Delta}.$$

7.2.3. Назначить предельные отклонения на номинальный размер компенсатора

$$A_k \pm \frac{T_k}{2},$$

где T_k – допуск на номинальный размер A_k компенсатора.

Величину допуска T_k можно принять из следующих соображений. Вначале рекомендуется установить допуск на изготовление самой тонкой прокладки $h_1 = h_{\min}$ по табл. П1.25–П1.27. Поскольку остальные прокладки будут иметь бóльшую толщину и, следовательно, бóльшие допуски, то для размера компенсатора A_k принимают допуск в 4–5 раз больше, чем допуск на толщину прокладки h_1 .

7.2.4. Назначить коэффициенты k_i , α_i , и λ_i по табл. 2.2 или по табл. П1.6.

7.2.5. Установить величину производственного T'_Δ допуска замыкающего звена.

В проектных расчетах при неизвестных законах распределения погрешностей размеров условно принимают распределение всех составляющих звеньев одинаковым по закону Симпсона ($k_i = 1,2$; $\lambda_i = 1/6$), а допуск рассчитывают по формуле (1.16)

$$T'_\Delta = 1,2 \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 T_i^2}.$$

7.2.6. Определить номинальный размер A'_k толщины прокладок

$$A'_k \approx \frac{0,5 T'_\Delta}{|\xi_k|}. \quad (2.26)$$

7.2.7. Проверить выполнение условия (1.3)

$$A_\Delta = \sum_1^{m+n} \xi_i A_i.$$

В случае невыполнения этого условия скорректировать величину одного из составляющих звеньев сборочной размерной цепи.

7.2.8. Установить E'_{m_i} всех составляющих звеньев по формуле (2.6):

$$E'_{m_i} = 0,5(es'_i + ei'_i).$$

7.2.9. Рассчитать E'_{m_Δ} замыкающего звена по формуле (2.17):

$$E'_{m_\Delta} = \sum_1^{m+n} \xi_i \left(E'_{m_i} + \alpha_i \frac{T'_i}{2} \right).$$

7.2.10. Определить среднее отклонение компенсатора

$$E'_{m_k} = \frac{1}{\xi_k} (E_{m_\Delta} - E'_{m_\Delta}). \quad (2.27)$$

7.2.11. Определить наибольший расчетный размер компенсатора

$$A_k^{\max} = A_k + E'_{m_k} + 0,5 \frac{T'_\Delta}{|\xi_k|}. \quad (2.28)$$

7.2.12. Установить толщину последней самой толстой прокладки

$$h_{\max} \geq 0,5 A'_k. \quad (2.29)$$

7.2.13. Рассчитать толщины прокладок, которые должны входить в набор, по формулам:

$$h_1 = h_{\min} = T_\Delta; h_2 = 2h_1; h_3 = 2h_2; \dots; h_n = 2^{n-1}h_1 = 2h_{n-1}. \quad (2.30)$$

Прокладки в наборе рассчитывают таким образом, чтобы суммарная величина набора прокладок удовлетворяла условию

$$\sum_i h_i \geq A_k^{\max}. \quad (2.31)$$

7.3. Компенсатор – проставочное кольцо (втулка) (см. рис. 2.3 б).

7.3.1. Принять номинальный размер втулки A_k из условия (1.3)

$$A_\Delta = \sum_1^{m+n} \xi_i A_i.$$

7.3.2. Назначить предельные отклонения на компенсатор (втулку)

$$A_{k_{ei}}^{es}.$$

Втулка по высоте является охватываемой деталью. Поэтому $es = 0$, а

$$ei = -T_k, E_{m_k} = -\frac{T_k}{2}.$$

7.3.3. Рассчитать производственный допуск T'_Δ замыкающего звена по формуле (1.16):

$$T'_\Delta = 1,2 \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 (T'_i)^2}.$$

7.3.4. Установить среднее отклонение допуска замыкающего звена по формуле (2.17):

$$E'_{m_{\Delta}} = \sum_1^{m+n} \xi_i \left(E'_{m_i} + \alpha_i \frac{T'_i}{2} \right).$$

7.3.5. Определить величину компенсации по формуле (2.19):

$$T_{\text{комп}} = T'_{\Delta} - T_{\Delta}.$$

7.3.6. Рассчитать максимальный и минимальный размеры втулки с учетом того, каким звеном является высота втулки в размерной цепи (увеличивающим или уменьшающим) по формулам, приведенным в табл. 2.3.

Таблица 2.3 – Предельные размеры заготовки неподвижного компенсатора при достижении точности методом регулирования

Сведения о компенсаторе		Расчетные формулы	Номер формулы
Характер звена в размерной цепи	Предельные размеры A_{m_k}		
Увеличивающее звено	max	$A_{m_k}^{\max} = A_k + E_{m_k} + E_{m_{\Delta}} - E'_{m_{\Delta}} + \frac{1}{2} T_{\text{комп}}$	2.32
	min	$A_{m_k}^{\min} = A_k + E_{m_k} + E_{m_{\Delta}} - E'_{m_{\Delta}} - \frac{1}{2} T_{\text{комп}}$	2.33
Уменьшающее звено	max	$A_{m_k}^{\max} = A_k + E_{m_k} + E'_{m_{\Delta}} - E_{m_{\Delta}} + \frac{1}{2} T_{\text{комп}}$	2.34
	min	$A_{m_k}^{\min} = A_k + E_{m_k} + E'_{m_{\Delta}} - E_{m_{\Delta}} - \frac{1}{2} T_{\text{комп}}$	2.35

7.3.7. Определить число N ступеней размеров (приняв предварительно допуск ступени $T_{\text{ст}}$ равным допуску замыкающего звена T_{Δ} по условию задачи $T_{\text{ст}} = T_{\Delta}$)

$$N_{\text{расч}} = \frac{T_{\text{комп}}}{T_{\Delta}} + 1. \quad (2.36)$$

Расчетное значение $N_{\text{расч}}$ округляют до ближайшего целого значения N .

7.3.8. Определить шаг ступеней

$$T_{\text{ст}} = \frac{T_{\text{комп}}}{N - 1}. \quad (2.37)$$

7.3.9. Рассчитать размеры втулок-компенсаторов, входящих в набор:

$$A_{k_i} = \left(A_{m_k} - iT_{\text{ст}} \right) \pm \frac{T_k}{2}, \quad (2.38)$$

где $i = 0, 1, 2, 3 \dots (N - 1)$ – ступени компенсатора; A_{m_k} – средний предельный размер компенсатора, рассчитанный по формулам табл. 2.3 с учетом характера компенсатора как составляющего звена сборочной размерной цепи.

Размер компенсатора первой ступени определяется по формулам:

для уменьшающего звена

$$A_{m_{k_1}} = A_{m_k}^{\max} \pm \frac{1}{2} T_k, \quad (2.39)$$

где $A_{m_k}^{\max}$ – предельный средний размер компенсатора, рассчитанный по формуле (2.34);

для увеличивающего звена

$$A_{m_{k_1}} = A_{m_k}^{\max} \pm \frac{1}{2} T_k, \quad (2.40)$$

где $A_{m_k}^{\max}$ – предельный средний размер компенсатора, рассчитанный по формуле (2.32).

Размер последней втулки компенсатора в наборе можно определить по формулам:

для уменьшающего звена

$$A_{k_N} = A_{m_k}^{\min} \pm \frac{1}{2} T_k, \quad (2.41)$$

где $A_{m_k}^{\min}$ – предельный средний размер компенсатора, рассчитанный по формуле (2.35);

для увеличивающего звена

$$A_{k_N} = A_{m_k}^{\min} \pm \frac{1}{2} T_k, \quad (2.42)$$

где $A_{m_k}^{\min}$ – предельный средний размер компенсатора, рассчитанный по формуле (2.33).

2.5. Метод пригонки

Метод состоит в том, что на все составляющие звенья размерной цепи назначают расширенные допуски, а требуемую точность исходного звена обеспечивают за счет индивидуальной пригонки путем снятия припуска, например, опиливанием, подторцовыванием, шабрением, притиркой и т. п. с одной из деталей изделия-компенсатора. В зависимости от конструкции узла в качестве компенсатора может быть принята одна из деталей изделия или дополнительная деталь, вводимая в качестве компенсатора (прокладка, проставочное кольцо и т. п.).

Припуск, снимаемый в процессе пригонки, устанавливают предварительно, расчетом, а величину конкретного слоя материала, снимаемого с компенсатора, определяют после предварительной сборки и измерений. Расчет размерной цепи производят методом $\max\text{-}\min$ или вероятностным методом.

Метод пригонки применяют в индивидуальном или мелкосерийном производстве, когда нет возможности применить другие методы для достижения точности исходного звена.

К недостаткам метода относится низкая производительность, которая зависит от величины припуска на пригонку, способа пригонки, требуемой точности сборки, уровня механизации сборочных работ. Метод не обеспечивает полную взаимозаменяемость, усложняет ремонт изделий и снабжение запчастями.

Точность метода пригонки должна быть в пределах точности исходного звена

$$T_k \leq T_{\Delta}, \quad (2.43)$$

где T_k – допуск на размер компенсатора;

T_{Δ} – допуск исходного звена сборочной размерной цепи по условию задачи проектирования.

Припуск на операцию индивидуальной пригонки называют величиной компенсации $T_{\text{комп}}$ и определяют по формуле (2.19):

$$T_{\text{комп}} = T'_{\Delta} - T_{\Delta},$$

где T'_{Δ} – производственный допуск замыкающего звена, рассчитанного по формуле (2.18).

Расчет размерной цепи методом пригонки сводится к определению среднего размера $A_{m_k}^{es_k}$, который гарантирует при сборке достижение точности замыкающего звена путем снятия припуска с компенсатора при расширенных допусках T'_i составляющих звеньев.

В расчетах среднего размера компенсатора следует учитывать характер звена компенсатора в размерной цепи, а также то, как изменяется размер компенсатора при снятии с него припуска (табл. 2.4).

Таблица 2.4 – Формулы для расчета размера компенсатора A_{m_k} при сборке методом пригонки

Деталь	Сведения о компенсаторе		Символ звена	Расчетные формулы	Номер формулы
	Что происходит со звеном при снятии припуска	Характер звена в размерной цепи			
Вал	уменьшается	уменьшающее	A_{m_k}	$A_k + E_{m_k} + E'_{m_{\Delta}} - E_{m_{\Delta}} + \frac{1}{2}T_{\text{комп}}$	2.34
	уменьшается	увеличивающее	A_{m_k}	$A_k + E_{m_k} + E_{m_{\Delta}} - E'_{m_{\Delta}} + \frac{1}{2}T_{\text{комп}}$	2.32
Отверстие	увеличивается	уменьшающее	A_{m_k}	$A_k + E_{m_k} + E'_{m_{\Delta}} - E_{m_{\Delta}} - \frac{1}{2}T_{\text{комп}}$	2.35
	увеличивается	увеличивающее	A_{m_k}	$A_k + E_{m_k} + E_{m_{\Delta}} - E'_{m_{\Delta}} - \frac{1}{2}T_{\text{комп}}$	2.33

Если расчетный размер A_{m_k} не равен целому числу, рекомендуется его округлять до целого, а разность несоответствия следует учитывать с помощью предельных отклонений компенсатора.

Взаимосвязь между параметрами компенсатора поясняет рис. 2.5.

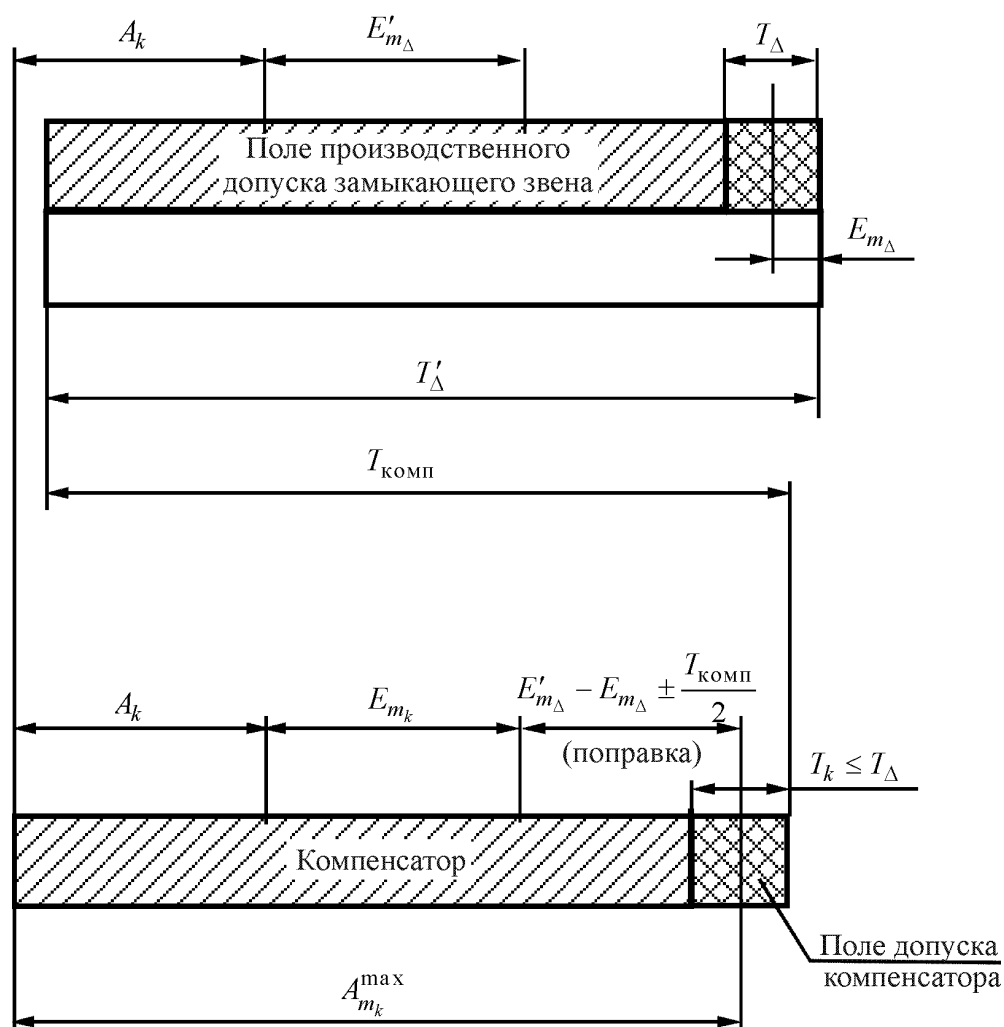


Рисунок 2.5 – Схема расположения полей допусков компенсатора и замыкающего звена сборочной размерной цепи

Предельные размеры заготовки компенсатора определяют по формулам:

$$A_k^{\text{max}} = A_{m_k} + \frac{1}{2} T_k; \quad (2.44)$$

$$A_k^{\text{min}} = A_{m_k} - \frac{1}{2} T_k, \quad (2.45)$$

где A_{m_k} – средний размер заготовки компенсатора, определяемый в зависимости от различных условий по формулам (2.32), (2.33), (2.34) или (2.35).

Расчет размерной цепи при достижении точности сборки методом пригонки выполняют в такой последовательности:

1. Подготовить исходные данные: сборочный чертеж изделия; схему сборочной размерной цепи; требования к точности замыкающего звена; характер составляющих звеньев; метод расчета.

2. Обосновать целесообразность применения пригонки как метода достижения точности сборки:

- рассчитать средний допуск T_c составляющих звеньев;
- сравнить допуск T_c с погрешностями предполагаемых методов финишной обработки поверхностей деталей, входящих в сборочную размерную цепь;
- обосновать целесообразность метода пригонки.

3. Выбрать компенсирующее звено.

4. Выбрать способ пригонки и назначить допуск T_k на пригонку из условия (2.43).

5. Назначить предельные отклонения составляющих звеньев (см. табл. 2.2) и рассчитать координату середины поля допуска составляющих E'_{m_i} (по формуле (2.6)).

6. Определить производственный допуск замыкающего звена T'_Δ по формуле (2.18).

7. Установить величину наибольшей возможной компенсации по формуле (2.19).

8. Рассчитать среднее отклонение E'_{m_Δ} (1.7), (2.17) поля производственного допуска замыкающего звена.

9. Рассчитать средний размер заготовки компенсатора в зависимости от типа компенсирующего звена по формулам (2.32), (2.33), (2.34) или (2.35).

10. Установить исполнительный и предельный размеры компенсатора заготовки по формулам (2.44), (2.45).

2.6. Выбор метода сборки

Выбор метода сборки представляет сложную технико-экономическую задачу. При этом следует учитывать особенности конструкции изделия, количество составляющих звеньев и средний допуск на их изготовление, объем выпуска и тип производства, трудоемкость сборочных работ и механической обработки, а также требуемый уровень автоматизации или механизации сборочных работ.

При выборе метода сборки производят анализ сборочных размерных цепей и выполняют расчет точностных параметров составляющих звеньев. Рекомендуется выбирать метод сборки в такой последовательности:

1. Выявить размерные взаимосвязи в сборочных единицах и составить соответствующие схемы размерных цепей.

2. Рассчитать среднее значение номинального размера составляющих звеньев (1.11)

$$A_c = \frac{\sum A_i}{m + n}.$$

3. Определить средний допуск составляющих звеньев по формулам (1.12) или (1.24):

$$T_c = \frac{T_\Delta}{m + n} \text{ при } (m + n) \leq 3;$$

$$T_c = \frac{T_\Delta}{t_\Delta \lambda_c \sqrt{m + n}} \text{ при } (m + n) \geq 4.$$

Значение средних допусков на составляющие звенья при расчете размерных цепей вероятностным методом ($P = 0,27 \%$, $\lambda_i = 0,4$) можно определить по табл. П1.5.

4. По полученным значениям A_c и T_c установить ближайший квалитет точности по ГОСТ 25346-89 (СТ СЭВ 145-75).

5. Сделать выводы по выбору метода сборки.

Полученный средний допуск T_c оценивается с точки зрения возможности его выполнения на производстве.

При решении этого вопроса учитывается сложность и габаритные размеры деталей, характер и количество составляющих звеньев, предполагаемый технологический процесс и другие условия. Если средний допуск T_c невыполним или трудно выполним в производстве, в размерную цепь вводится компенсирующее звено.

Если расчет размерной цепи выполнен по методу max-min и величина допуска T_c соответствует 9-му качеству и грубее ($(m + n) \leq 4$), то следует использовать метод полной взаимозаменяемости. При малом числе звеньев ($(m + n) = 2$) метод полной взаимозаменяемости можно использовать и при T_c , соответствующем 6–8-му качествам точности, так как снижение трудоемкости сборки окупит повышение себестоимости механической обработки из-за ужесточения требований к точности изготовления партии деталей.

Если число составляющих звеньев $(m + n) > 4$, детали обрабатываются в условиях крупносерийного или массового производства, а величина допуска T_c соответствует 10-му качеству и грубее, то можно применить метод неполной взаимозаменяемости.

При T_c , соответствующем 7-му и более высокому качествам точности многозвенных размерных цепей, рекомендуется применить метод пригонки или регулирования, особенно при изготовлении изделий в индивидуальном и мелкосерийном производстве.

Для изделий, выпускаемых в больших количествах (крупносерийное и массовое производство), при высокой точности исходного звена (высокоточные резьбы и подшипники качения, соединения типа кольцо–поршень, палец–отверстие верхней головки шатуна двигателя внутреннего сгорания и др.) рационально применить метод групповой взаимозаменяемости.

При большом количестве составляющих звеньев и T_c , соответствующем 7-му и более высоким качествам в условиях индивидуального и мелкосерийного производства, рекомендуется использовать метод пригонки (обеспечение, например, точности совпадения центров передней и задней бабок токарного станка в вертикальной плоскости).

В многозвенных размерных цепях при достижении высокой точности исходного звена (например, в конических и червячных передачах), особенно если в размерных цепях имеются составляющие звенья стандартных изделий низкой точности, следует применить метод регулирования, обеспечив точность замыкающего звена изменением компенсирующего звена без снятия слоя материала.

Порядок расчета сборочных размерных цепей зависит от выбранного метода достижения точности исходного звена (рис. 2.6 – 2.10).

2.7. Этапы и алгоритмы решения размерных цепей

Независимо от метода достижения точности замыкающего звена расчет размерных цепей можно выполнить в такой последовательности.

1. Подготовить исходные данные: чертеж изделия, например, рис. 2.11 а; технические условия; комплексы для контроля точности изделия.

2. Сформулировать задачу, решение которой необходимо для обеспечения соответствия конструкции изделия его служебному назначению, обеспечения требуемой точности изделия при изготовлении или оценке его точности измерением.

3. Выявить составляющие звенья, которые влияют на замыкающее звено, и составить схемы размерных цепей (например, рис. 2.11 б). Установить характер составляющих звеньев в зависимости от их действия на замыкающее звено.

4. Определить передаточные отношения ξ_i составляющих звеньев.

5. Установить метод и способ расчета размерных цепей.

6. Выбрать метод достижения точности замыкающего звена, экономичный в данных производственных условиях, с учетом среднего качества и количества составляющих звеньев.

7. Выполнить расчет размерных цепей в соответствии с выбранным методом сборки (см. рис. 2.6 – 2.10).

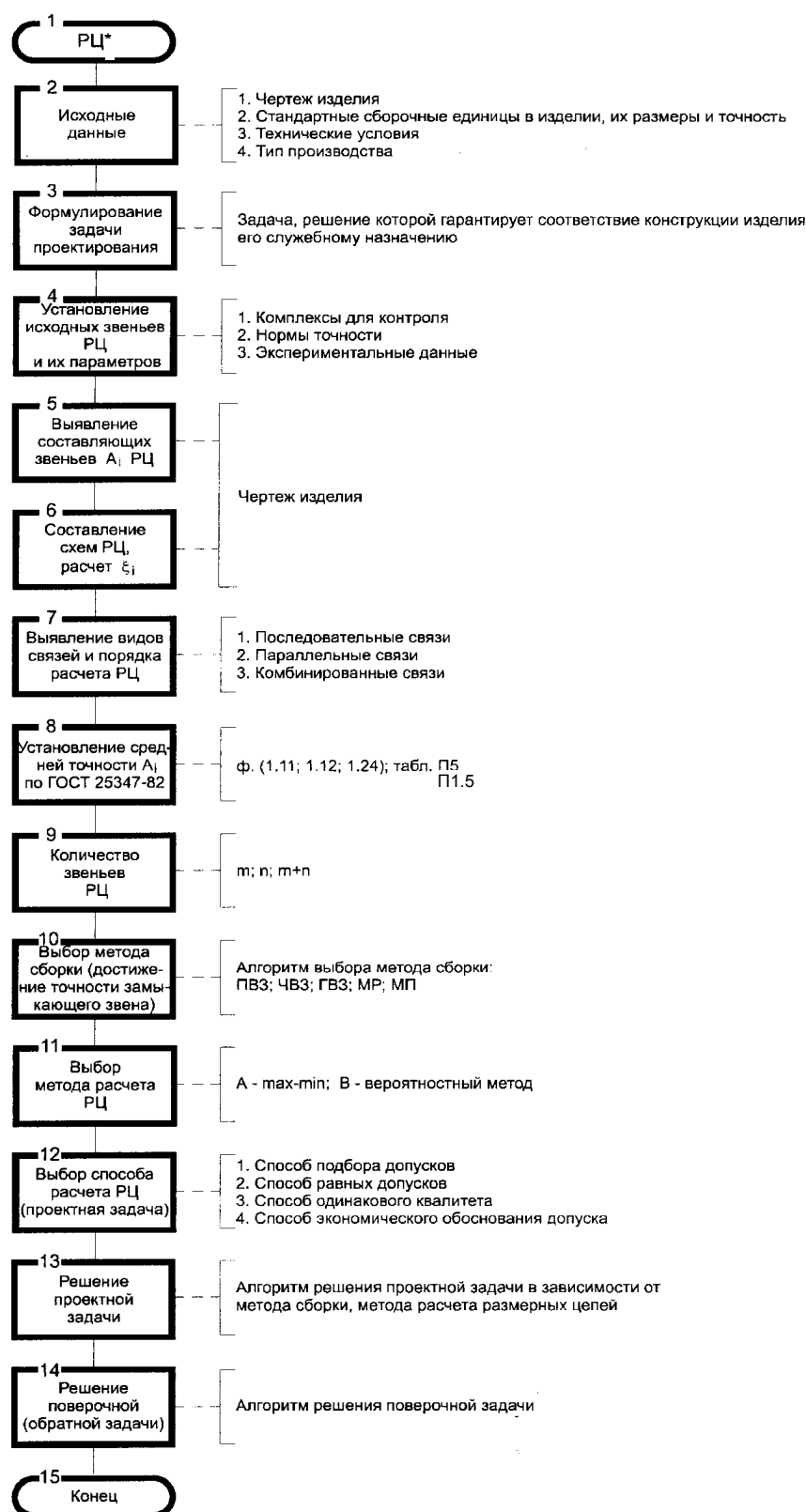


Рисунок 2.6 – Общий алгоритм расчета сборочных размерных цепей (RC)

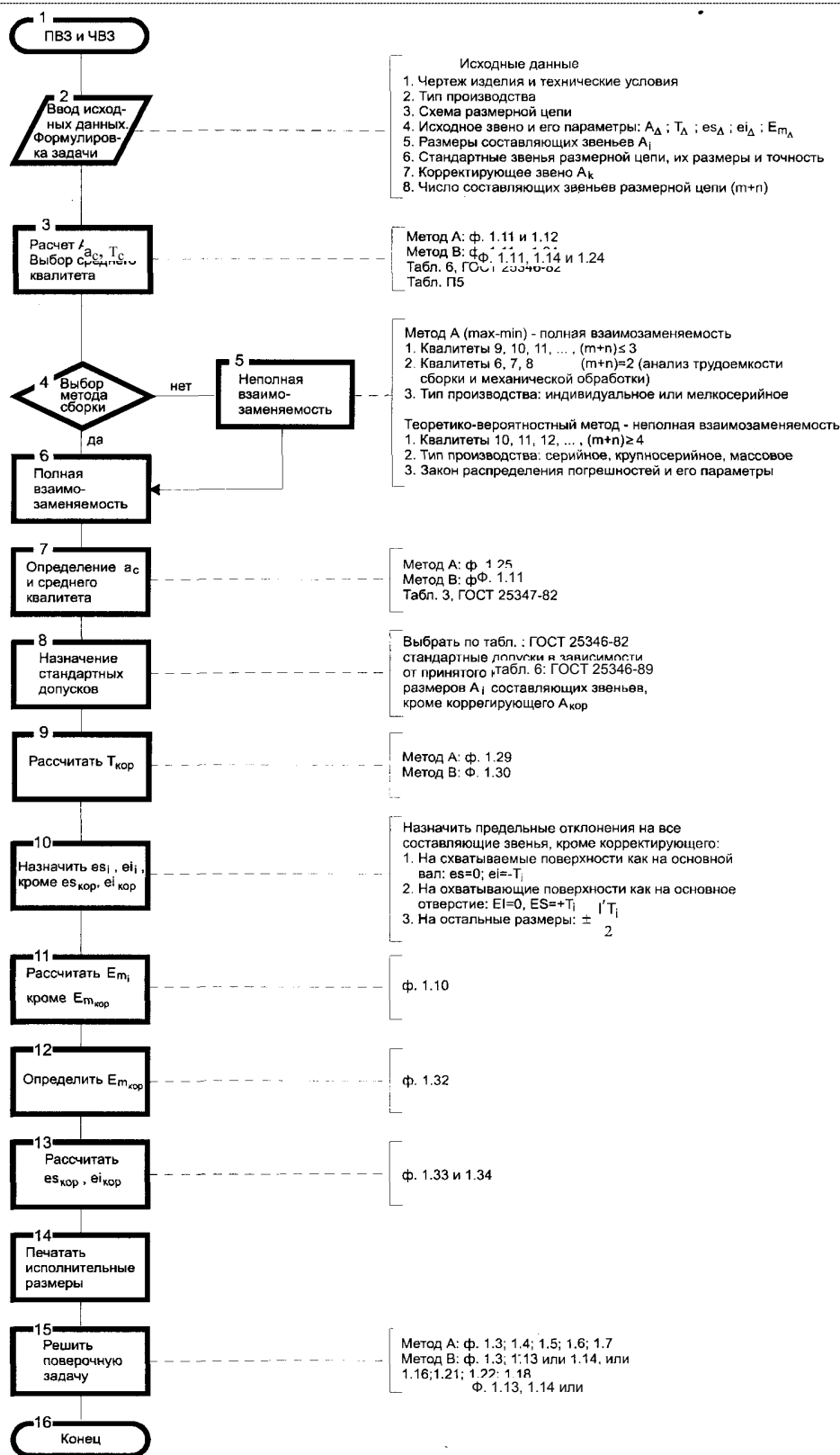


Рисунок 2.7 – Алгоритм решения размерных цепей при достижении точности методом полной и неполной взаимозаменяемости

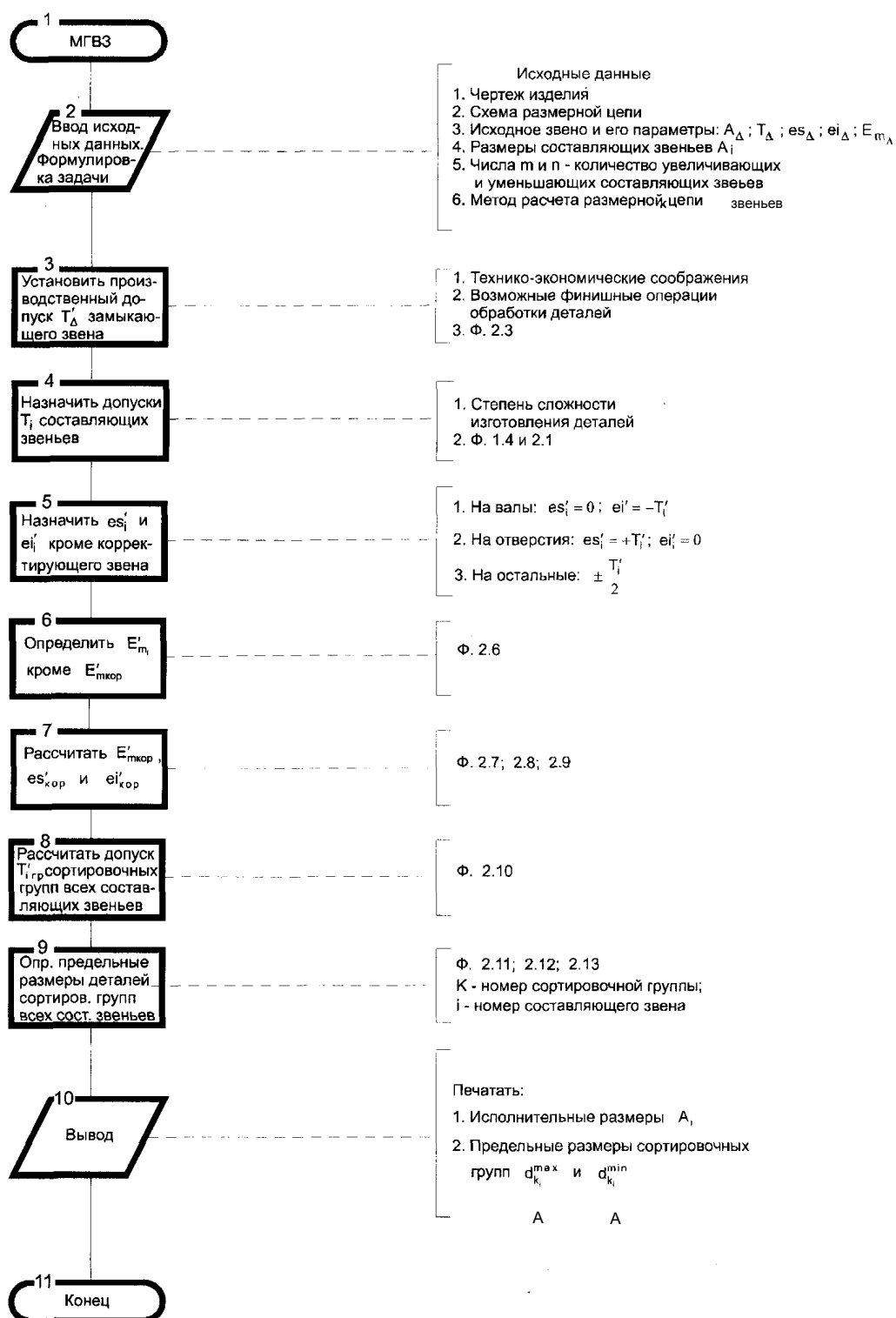


Рисунок 2.8 – Алгоритм решения сборочной размерной цепи при достижении точности методом групповой взаимозаменяемости

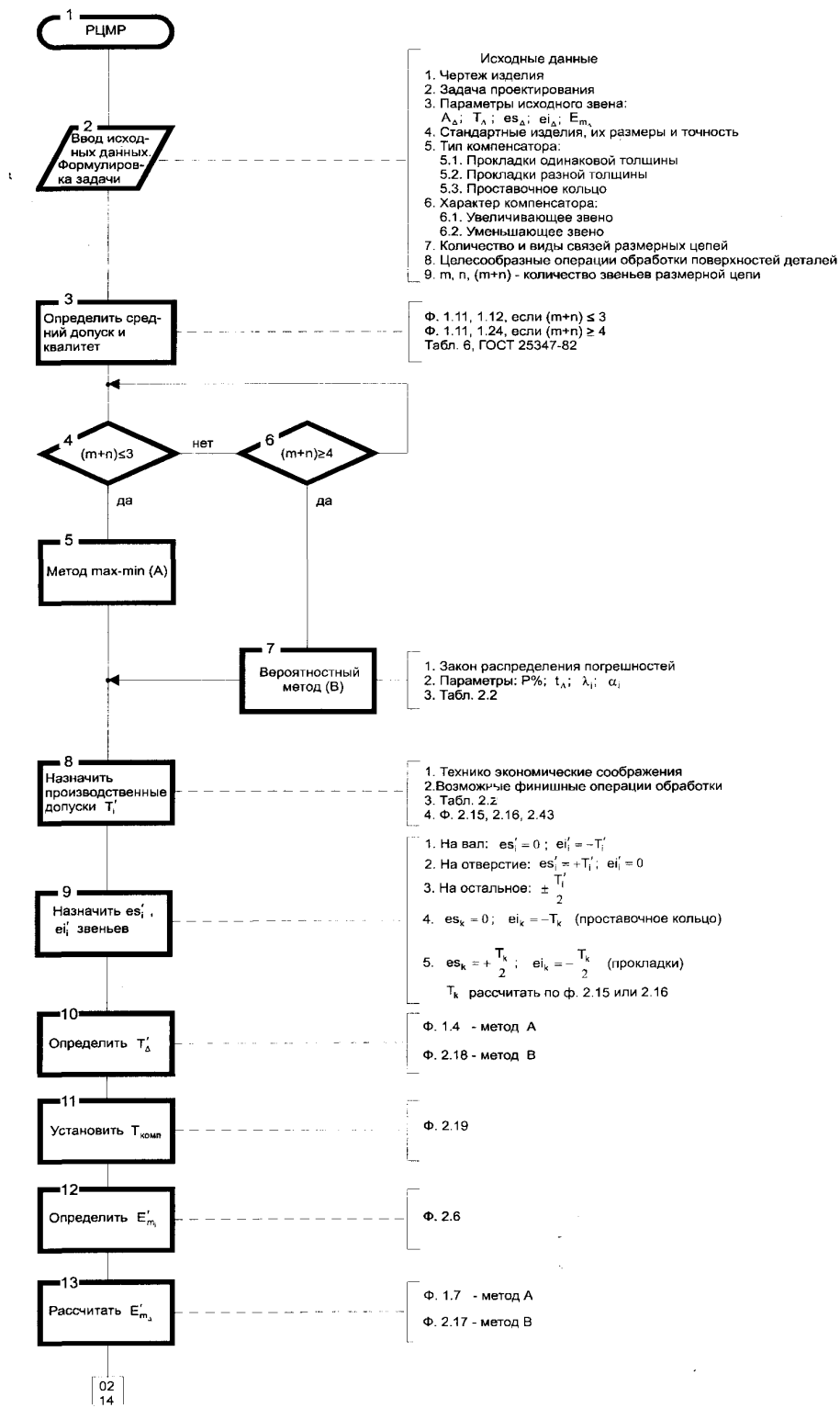


Рисунок 2.9 – Алгоритм расчета сборочной размерной цепи при достижении точности методом регулирования с применением неподвижного компенсатора

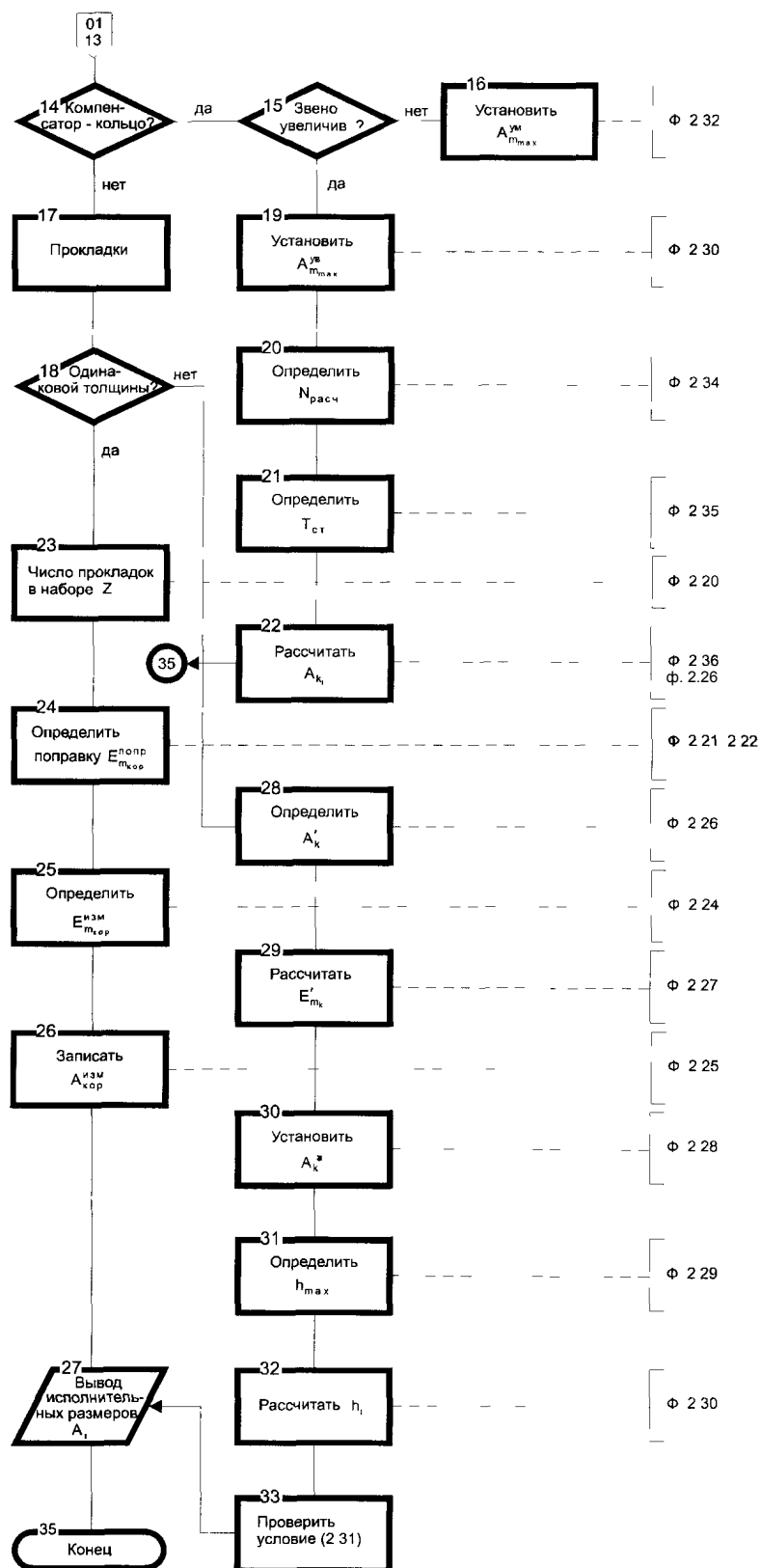


Рисунок 2.9 – Продолжение



Рисунок 2.10 – Алгоритм сборочной размерной цепи при достижении точности методом пригонки

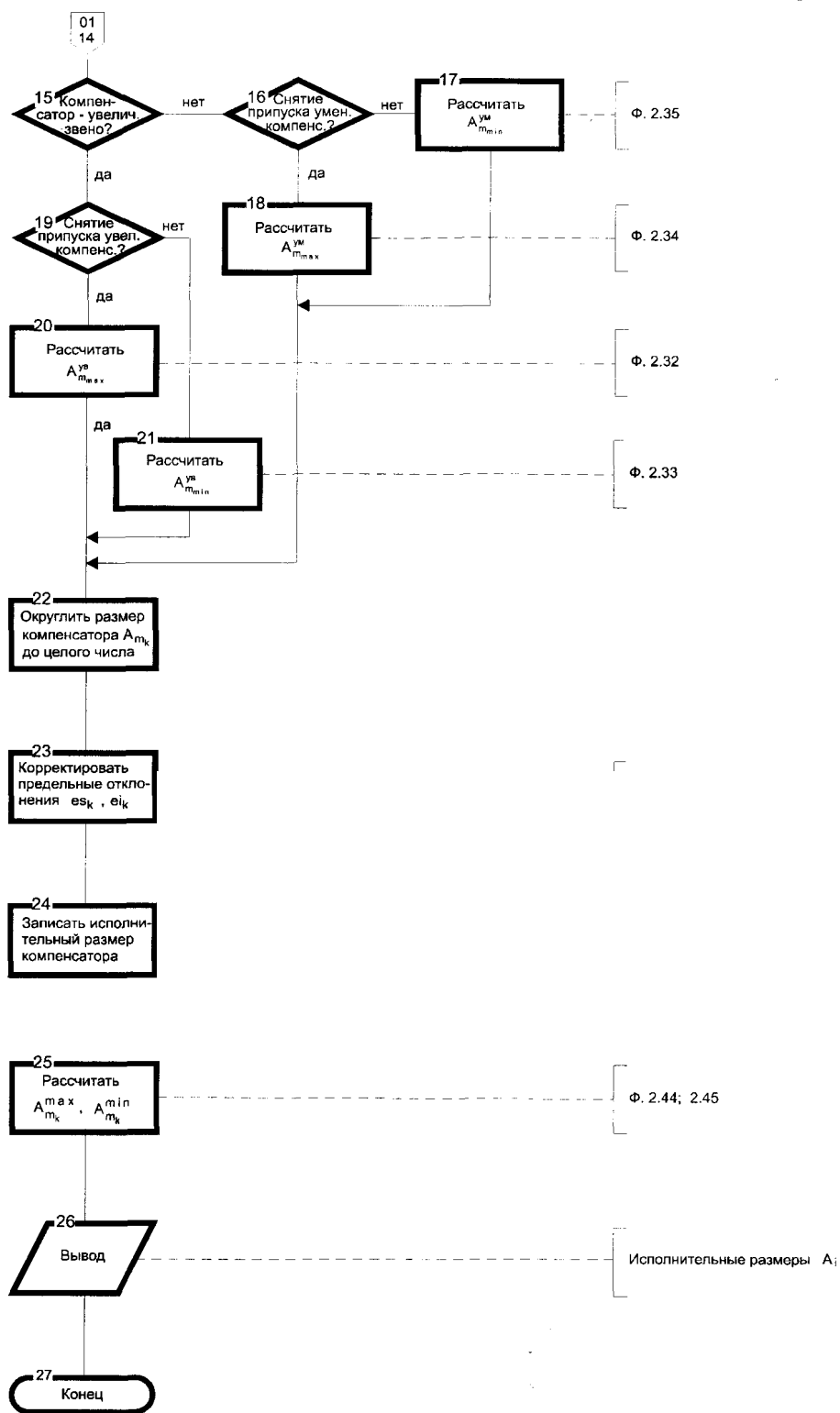


Рисунок 2.10 – Продолжение

2.8. Сравнение методов сборки. Примеры

Рассмотрим для сравнения все методы сборки изделия, схема которого приведена на рис. 2.11.

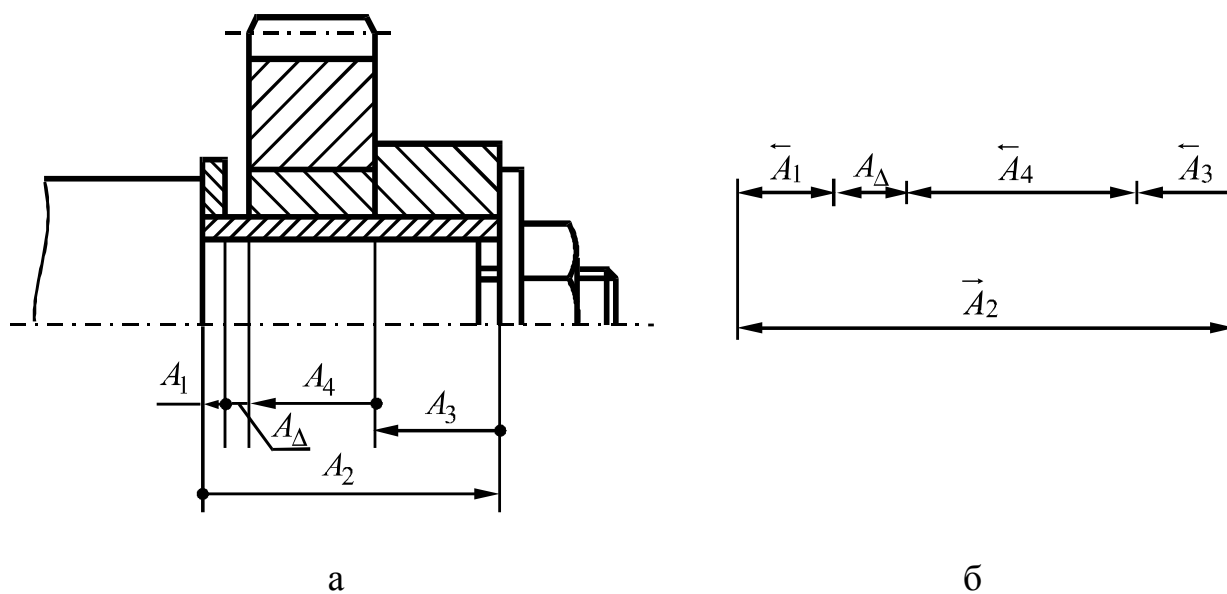


Рисунок 2.11 – Конструкция узла крепления промежуточного зубчатого колеса:

а – сборочный узел; б – схема размерной цепи.

$A_1 = 6$ мм; $A_2 = 38$ мм; $A_3 = 12$ мм; $A_4 = 20$ мм

Исходные данные: конструкция изделия (рис. 2.11 а); схема размерной цепи (рис. 2.11 б); требования к замыкающему звену:

$$A_\Delta = 0, T_\Delta = 0,26 \text{ мм}, es_\Delta = 0, ei_\Delta = -0,26 \text{ мм}, E_{m_\Delta} = -0,13 \text{ мм};$$

передаточное отношение составляющих звеньев размерной цепи:

$$\xi_1 = -1; \xi_2 = +1; \xi_3 = \xi_4 = -1;$$

способ решения проектной задачи – способ подбора (пробных расчетов).

Решаемые задачи: обеспечить сборкой зазор между торцами зубчатого колеса и проставочного кольца в пределах от 0 до 0,26 мм;

2.8.1. Метод полной взаимозаменяемости

Подбор допусков составляющих звеньев должен обеспечивать условие (1.4):

$$T_{\Delta} = \sum_i T_i.$$

Учитывая степень сложности достижения требуемой точности составляющих звеньев, назначим допуски T'_i : $T'_1 = 0,02$ мм; $T'_2 = 0,12$ мм; $T'_3 = 0,04$ мм; $T'_4 = 0,08$ мм.

Назначим предельные отклонения на звенья A_2 , A_3 и A_4 как на основной вал: $38_{-0,12}$, $12_{-0,14}$, $20_{-0,08}$.

Звено A_1 в расчетах примем как корректирующее звено, а его предельные отклонения установим путем расчета.

Координату середины поля допуска составляющих звеньев, кроме корректирующего звена, установим по формуле (2.6) $E'_{m_i} = 0,5(es'_i + ei'_i)$:

$$E'_{m_2} = -0,06 \text{ мм}; E'_{m_3} = -0,02 \text{ мм}; E'_{m_4} = -0,04 \text{ мм}.$$

Координату середины поля допуска корректирующего звена (A_1) найдем из уравнения (1.7):

$$\begin{aligned} E'_{m_{\Delta}} &= \sum_1^{m+n} \xi_i E'_{m_i} = (-1)E'_{m_1} + (+1)E'_{m_2} + (-1)E'_{m_3} + (-1)E'_{m_4} = \\ &= -E'_{m_1} + (+1)(-0,06) + (-1)(-0,02) + (-1)(-0,04), \end{aligned}$$

откуда $E'_{m_1} = +0,13$ мм.

Зная E'_{m_1} и T_1 , рассчитываем предельные отклонения корректирующего звена (A_1) по (2.8) и (2.9):

$$es'_1 = E'_{m_1} + \frac{T'_1}{2} = +0,13 + 0,01 = +0,14 \text{ мм};$$

$$ei'_1 = E'_{m_1} - \frac{T'_1}{2} = +0,13 - 0,01 = +0,12 \text{ мм}.$$

Правильность назначения допусков и предельных отклонений составляющих звеньев проверяем по формулам (1.5) и (1.6):

$$es'_\Delta = \sum_1^m \overrightarrow{es'_i} - \sum_1^n \overleftarrow{ei'_i} = 0 - (+0,12 - 0,08 - 0,04) = 0 \text{ мм};$$

$$ei'_\Delta = \sum_1^m \overleftarrow{ei'_i} - \sum_1^n \overrightarrow{es'_i} = 0,12 - (+0,14 + 0 + 0) = -0,26 \text{ мм}.$$

Результаты проверки показывают, что проектная задача решена правильно.

Исполнительный размер звена A_1 можно записать в виде:

$$A_1 = 6_{+0,12}^{+0,14}.$$

2.8.2. Метод неполной взаимозаменяемости

Задаем значение коэффициента риска t_Δ и относительно среднего квадратичного отклонения λ_i .

Допустим, что в нашем примере риск $P = 0,27 \%$, при котором $t_\Delta = 3,0$, экономически оправдан.

Полагая, что условия изготовления таковы, что распределение отклонений размеров будет близким к закону Гаусса, принимаем:

$$\lambda_i^2 = \frac{1}{9}.$$

Учитывая трудности в достижении точности каждого составляющего звена, устанавливаем подбором следующие величины допусков:

$$T'_1 = 0,08 \text{ мм}; T'_2 = 0,20 \text{ мм}; T'_3 = 0,08 \text{ мм}; T'_4 = 0,14 \text{ мм}.$$

Правильность подбора проверяем по формуле (2.18)

$$T'_\Delta = t_\Delta \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 \lambda_i^2 (T'_i)^2} = 3 \sqrt{\frac{1}{9} (0,08^2 + 0,2^2 + 0,08^2 + 0,14^2)} = 0,26 \text{ мм}.$$

Подбор допусков по вероятностному методу можно ускорить, если положить, что допуски при этом могут быть увеличены примерно в два раза по сравнению с методом max-min.

Устанавливаем следующие предельные отклонения на размеры A_2 , A_3 и A_4 : $38_{-0,20}$, $12_{-0,08}$, $20_{-0,14}$. Координаты середин полей допусков устанавливаем для этих звеньев расчетом: $E_{m_2} = -0,10$ мм; $E_{m_3} = -0,04$ мм; $E_{m_4} = -0,07$ мм. Координату середины поля допуска на второе, как корректирующее звено, устанавливаем расчетом из условия:

$$E'_{m_\Delta} = -0,13 = [(-1)E_{m_1} + (+1)(-0,10)] + [(-1)(-0,04) + (-1)(-0,07)].$$

Следовательно,

$$E'_{m_1} = +0,12 \text{ мм.}$$

Рассчитаем предельные отклонения корректирующего (A_1) звена:

$$es'_1 = E'_{m_1} + \frac{T'_1}{2} = 0,12 + 0,04 = +0,16 \text{ мм;}$$

$$ei'_1 = E'_{m_1} - \frac{T'_1}{2} = 0,12 - 0,04 = +0,08 \text{ мм.}$$

Тогда исполнительный размер первого звена можно записать в виде:

$$A_1 = 6^{+0,16}_{+0,08}.$$

Правильность установленных параметров составляющих звеньев может быть проверена по формулам (1.21), (1.22):

$$es'_\Delta = \sum_1^{m+n} \xi_i E'_{m_i} + t_\Delta \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 \lambda_i^2 \left(\frac{T'_i}{2}\right)^2} = -0,13 + 0,13 = 0 \text{ мм;}$$

$$ei'_\Delta = \sum_1^{m+n} \xi_i E'_{m_i} - t_\Delta \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 \lambda_i^2 \left(\frac{T'_i}{2}\right)^2} = -0,13 - 0,13 = -0,26 \text{ мм;}$$

Исполнительные размеры составляющих звеньев:

$$6^{+0,16}_{+0,08}, 38_{-0,20}, 12_{-0,08}, 20_{-0,14}.$$

2.8.3. Метод групповой взаимозаменяемости

Расчет размерной цепи при групповой взаимозаменяемости ведется обычно методом max-min.

При решении задачи методом групповой взаимозаменяемости, прежде всего, необходимо установить число групп, на которые должны быть рассортированы детали после изготовления, и значение производственного допуска замыкающего звена. Количество сортировочных групп влияет на величину производственного допуска T'_Δ (2.3):

$$T'_\Delta = T_\Delta p,$$

где p – число сортировочных групп.

Предположим, что расширение допуска исходного звена $T'_\Delta = 0,26$ мм в три раза в данном примере является экономически обоснованным, в связи с чем число групп $p = 3$.

Производственный допуск замыкающего звена

$$T'_\Delta = T_\Delta \cdot 3 = 0,26 \cdot 3 = 0,78 \text{ мм.}$$

При методе групповой взаимозаменяемости должны быть выполнены условия (2.1), (1.4). Число сортировочных групп во всех составляющих звеньях должно быть одинаковым.

В соответствии с условием (2.1) можно записать равенство

$$T'_2 = T'_1 + T'_3 + T'_4 = \frac{1}{2} T'_\Delta,$$

отсюда

$$T'_2 = \frac{1}{2} T'_\Delta = 0,39 \text{ мм,}$$

$$T'_1 + T'_3 + T'_4 = 0,39 \text{ мм.}$$

Учитывая сложность изготовления деталей, а также то, что допуски составляющих звеньев должны быть кратны числу сортировочных групп $p = 3$, установим подбором допуски T_i : $T'_1 = 0,06$ мм; $T'_3 = 0,09$ мм; $T'_4 = 0,24$ мм.

Все составляющие звенья имеют охватываемые поверхности. Поэтому предельные отклонения на эти звенья назначим как на основной вал.

Установим координаты середин полей допусков составляющих звеньев (2.6):

$$E'_{m_2} = -0,195 \text{ мм}; E'_{m_3} = -0,045 \text{ мм}; E'_{m_4} = -0,12 \text{ мм}.$$

Из условия (1.7) определим координату середины поля допуска первого звена, принятого в качестве корректирующего:

$$E'_{m_\Delta} = \sum_1^{m+n} \xi_i E'_{m_i} = (-1)E'_{m_1} + (+1)(-0,195) + (-1)(-0,045) + (-1)(-0,12),$$

откуда $E'_{m_1} = +0,10 \text{ мм}$.

Установим предельные отклонения корректирующего звена по формулам (1.8) и (1.9):

$$es'_1 = E'_{m_1} + \frac{T'_1}{2} = 0,1 + 0,03 = +0,13 \text{ мм};$$

$$ei'_1 = E'_{m_1} - \frac{T'_1}{2} = 0,1 - 0,03 = +0,07 \text{ мм}.$$

Запишем исполнительный размер первого звена:

$$A_1 = 6^{+0,13}_{+0,07}.$$

Выполним проверку проектных расчетов:

$$T'_\Delta = \sum_1^{m+n} T'_i = 0,06 + 0,39 + 0,09 + 0,24 = 0,78 \text{ мм};$$

$$es'_\Delta = \sum_1^m \overrightarrow{es'_i} - \sum_1^n \overrightarrow{ei'_i} = 0 - (+0,07 - 0,24 - 0,09) = 0,26 \text{ мм};$$

$$ei'_\Delta = \sum_1^m \overrightarrow{ei'_i} - \sum_1^n \overrightarrow{es'_i} = -0,39 - (+0,13 + 0 + 0) = -0,52 \text{ мм};$$

$$E'_{m_\Delta} = 0,5(es'_\Delta + ei'_\Delta) = 0,5(0,26 - 0,52) = -0,13 \text{ мм}.$$

Анализ параметров по результатам решения поверочной задачи показывает, что проектная задача решена правильно.

Для упрощения расчета предельных размеров сортировочных групп по каждому составляющему звену размерной цепи строим схемы расположения полей допусков этих звеньев (рис. 2.12).

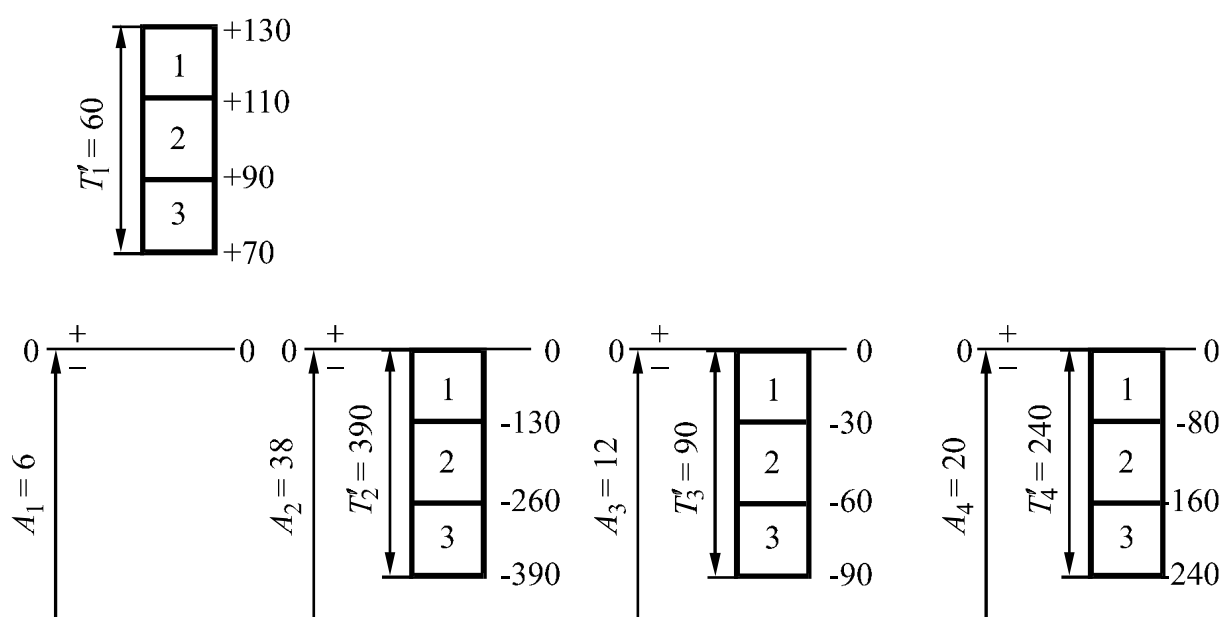


Рисунок 2.12 – Схема полей допусков составляющих звеньев сборочной размерной цепи (рис. 2.10 б) для случая групповой взаимозаменяемости (1, 2, 3 – номера сортировочных групп)

Приведенная схема (см. рис. 2.12) упрощает расчет предельных размеров деталей в сортировочных группах по каждому составляющему звену (табл. 2.5).

При расчете предельных размеров деталей в сортировочных группах целесообразно использовать формулы (2.11), (2.12) и (2.13).

В табл. 2.5 приведены предельные размеры деталей сортировочных групп при достижении точности сборки методом групповой взаимозаменяемости.

Таблица 2.5 – Предельные размеры деталей сортировочных групп сборочной размерной цепи (см. рис. 2.11 б)

Группа	Размеры сортировочных групп								Допуск замыкающего звена, мм
	A_1		A_2		A_3		A_4		
	max	min	max	min	max	min	max	min	
1	6,13	6,11	38,00	37,87	12,00	11,97	20,00	19,92	0,26
2	6,11	6,09	37,87	37,74	11,97	11,94	19,32	19,84	0,26
3	6,09	6,07	37,74	37,71	11,94	11,91	19,84	19,76	0,26

2.8.4. Метод пригонки

Для достижения требуемой точности зазора A_Δ (см. рис. 2.11 б) методом пригонки выберем в качестве компенсирующего звена проставочное кольцо (размер A_1), изменение которого проще всего осуществить.

Установим на составляющие звенья экономически целесообразные значения полей допусков (табл. 2.6).

Установим производственный допуск замыкающего звена (1.4):

$$T'_\Delta = \sum_1^4 T'_i = 0,16 + 0,25 + 0,18 + 0,21 = 0,80 \text{ мм.}$$

Определим координаты середины полей допусков составляющих и замыкающего звеньев размерной цепи (1.7):

$$E'_{m_1} = E_{m_k} = 0 \text{ мм; } E'_{m_2} = -0,125 \text{ мм; } E'_{m_3} = -0,09 \text{ мм; } E'_{m_4} = -0,105 \text{ мм.}$$

$$\begin{aligned} E'_{m_\Delta} &= \sum \xi_i E'_{m_i} = 0 + (+1)(-0,125) + (-1)(-0,09) + (-1)(-0,105) = \\ &= -0,125 + 0,09 + 0,105 = +0,07 \text{ мм,} \end{aligned}$$

откуда $E'_{m_k} = +0,07 \text{ мм.}$

Рассчитаем величину наибольшей возможной компенсации $T_{\text{комп}}$ (2.19)

$$T_{\text{комп}} = T'_{\Delta} - T_{\Delta} = 0,80 - 0,26 = 0,54 \text{ мм.}$$

Установим средний наибольший размер $A_{m_k}^{\text{max}}$ заготовки компенсатора, учитывая, что в нашем примере компенсатор является уменьшающим звеном размерной цепи. Размер $A_{m_k}^{\text{max}}$ рассчитываем по формуле (2.32) табл. 2.3:

$$\begin{aligned} A_{m_k}^{\text{max}} &= A_k + E_{m_k} + E'_{m_{\Delta}} - E_{m_{\Delta}} + \frac{1}{2}T_{\text{комп}} = 6 + 0 + 0,07 - (-0,13) + \frac{1}{2}0,54 = \\ &= 6 + 0,07 + 0,13 + 0,27 = 6,47. \end{aligned}$$

В рабочем чертеже компенсирующей детали указывают размер $6,47 \pm 0,08$ или $6_{+0,39}^{+0,55}$. Возможный съем металла (при подрезках)

$$T_{\text{комп}} = 0,54 \text{ мм.}$$

Запишем в табл. 2.6 окончательные исполнительные размеры составляющих звеньев.

Таблица 2.6 – Расчетные параметры составляющих звеньев размерной цепи (см. рис. 2.11 б) при достижении точности сборки методом пригонки

Звенья	Характер звена	ξ_i	Возможная финишная технологическая операция	Исполнительные размеры звеньев	
				предварительные	окончательные
A_{Δ}	–	–	сборка	–	$0_{-0,26}$
$A_1 = A_k$	уменьшающее	–1	токарная обработка	$6 \pm 0,08$	$6_{+0,39}^{+0,55}$
A_2	увеличивающее	+1	токарная обработка	$38h12_{(-0,25)}$	$38h12_{(-0,25)}$
A_3	уменьшающее	–1	токарная обработка	$12h12_{(-0,18)}$	$12h12_{(-0,18)}$
A_4	уменьшающее	–1	токарная обработка	$20h12_{(-0,21)}$	$20h12_{(-0,21)}$

2.8.5. Метод регулирования компенсатором

Выберем в качестве компенсатора то же звено, что было взято при решении задачи по методу пригонки и установим следующие производственные допуски T' на составляющие звенья:

$$T'_1 = 0,16 \text{ мм}; T'_2 = 0,40 \text{ мм}; T'_3 = 0,18 \text{ мм}; T'_4 = 0,24 \text{ мм}.$$

Назначим предельные отклонения на составляющие звенья (табл. 2.7).

Таблица 2.7 – Расчетные параметры звеньев размерной цепи (см. рис. 2.11 б) при достижении сборки методом регулирования компенсатором

Звенья	Характер звена	ξ_i	Возможная финишная технологическая операция	Исполнительные размеры звеньев	
				предварительные	окончательные
A_Δ	–	–	сборка	–	$0_{-0,26}$
$A_1 = A_k$	уменьшающее	–1	токарная обработка	$6 \pm 0,08$	Размеры четырёх ступеней
A_2	увеличивающее	+1	токарная обработка	$38_{-0,40}$	$38_{-0,40}$
A_3	уменьшающее	–1	токарная обработка	$12_{-0,18}$	$12_{-0,18}$
A_4	уменьшающее	–1	токарная обработка	$20_{-0,24}$	$20_{-0,24}$

Определим по формуле (1.4) производственный допуск замыкающего звена:

$$T'_\Delta = \sum_1^4 T'_i = 0,16 + 0,40 + 0,18 + 0,24 = 0,98 \text{ мм}.$$

Установим по формуле (2.19) величину компенсации:

$$T_{\text{комп}} = T'_\Delta - T_\Delta = 0,98 - 0,26 = 0,72 \text{ мм}.$$

Назначим предельные отклонения на размеры составляющих звеньев:

$$A_1 = 6 \pm 0,08; A_2 = 38_{-0,40}; A_3 = 12_{-0,18}; A_4 = 20_{-0,24}.$$

Определим по формуле (1.7) середину производственного поля допуска

$$E'_{m_{\Delta}} = \sum_1^4 \xi_i E'_{m_i} = 0 + (+1)(-0,2) + (-1)(-0,09) + (-1)(-0,12) = +0,01 \text{ мм.}$$

Рассчитаем по формулам (2.34) и (2.35) средние предельные размеры компенсатора, учитывая, что в нашем примере компенсатор является уменьшающим звеном.

Максимальный размер

$$\begin{aligned} A_{m_k}^{\max} &= A_k + E_{m_k} + E'_{m_{\Delta}} - E_{m_{\Delta}} + \frac{1}{2} T_{\text{комп}} = \\ &= 6 + 0 + 0,01 - (-0,13) + \frac{1}{2} \cdot 0,72 = 6,50 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Минимальный размер

$$\begin{aligned} A_{m_k}^{\min} &= A_k + E_{m_k} + E'_{m_{\Delta}} - E_{m_{\Delta}} - \frac{1}{2} T_{\text{комп}} = \\ &= 6 + 0 + 0,01 - (-0,13) - \frac{1}{2} \cdot 0,72 = 5,78 \text{ мм.} \end{aligned}$$

По формуле (2.34) находим число ступеней размеров компенсатора (приняв предварительно $T_{\text{ст}} = T_{\Delta} = 0,26 \text{ мм}$):

$$N_{\text{расч}} = \frac{T_{\text{комп}}}{T_{\Delta}} + 1 = \frac{0,72}{0,26} + 1 = 3,77.$$

Принимаем $N = 4$, тогда

$$N_{\text{расч}} = \frac{T_{\text{комп}}}{N-1} + 1 = \frac{0,72}{3} + 1 = 0,24 \text{ мм.}$$

Определим по формулам (2.38) и (2.41) размеры проставок четырёх ступеней, размер компенсатора первой ступени равен его среднему предельному размеру. Размеры компенсаторов каждой следующей ступени будут отличаться от размеров компенсаторов предшествующей ступени на величину ступени компенсации ($T_{\text{ст}}$):

$$\text{I ступень } A_{m_k}^{\max} \pm \frac{1}{2} T_k = 6,5 \pm 0,08 = 6_{+0,42}^{+0,58};$$

$$\text{II ступень } (A_{m_k}^{\max} - T_{\text{ст}}) \pm \frac{1}{2} T_k = ((6,5 - 0,24) \pm \frac{1}{2} 0,16) = 6_{+0,18}^{+0,34};$$

$$\text{III ступень } (A_{m_k}^{\max} - 2T_{\text{ст}}) \pm \frac{1}{2} T_k = ((6,5 - 0,48) \pm \frac{1}{2} 0,16) = 6_{-0,06}^{+0,10};$$

$$\text{IV ступень } (A_{m_k}^{\max} - 3T_{\text{ст}}) \pm \frac{1}{2} T_k = ((6,5 - 0,72) \pm \frac{1}{2} 0,16) = 6_{-0,30}^{-0,14}.$$

Сравнительная средняя точность составляющих звеньев при различных методах достижения точности исходного звена приведена в табл. 2.8. Средний квалитет устанавливался согласно ГОСТ 25346-89 (СТ СЭВ 145-75) по величине среднего допуска T_c и среднего размера составляющих звеньев $A_c = 19$ мм.

Таблица 2.8 – Сравнение методов достижения точности исходного звена размерной цепи (см. рис. 2.11)

Метод достижения точности	$A_1(A_K)$	A_2	A_3	A_4	T_Δ	Средняя точность составляющих звеньев	
						средний допуск T'_i	средний квалитет
Полной взаимозаменяемости	$6_{+0,12}^{+0,14}$	$38_{-0,12}$	$12_{-0,12}$	$20_{-0,08}$	0,26	0,065	≈ 9
Неполной взаимозаменяемости	$6_{+0,08}^{+0,16}$	$38_{-0,20}$	$12_{-0,08}$	$20_{-0,14}$	0,26	0,125	≈ 11
Групповой взаимозаменяемости	$6_{+0,07}^{+0,13}$	$38_{-0,39}$	$12_{-0,09}$	$20_{-0,24}$	0,26	0,195	≈ 12
Пригонки	$6_{+0,39}^{+0,55}$	$38_{-0,25}$	$12_{-0,18}$	$20_{-0,21}$	0,26	0,200	≈ 12
Регулирования	$*6_{+0,30}^{+0,58}$	$38_{-0,40}$	$12_{-0,18}$	$20_{-0,24}$	0,26	0,245	12...13

*В наборе имеется четыре компенсатора с размерами четырёх ступеней с допуском на изготовление $T_k = 0,16$ мм.

2.9. Пример расчета размерной цепи вертикально-фрезерного станка [22]

На рис. 2.13 дан пример сборочной размерной цепи B , определяющей неперпендикулярность оси вращения шпинделя к рабочей поверхности стола в направлении его поперечной оси.

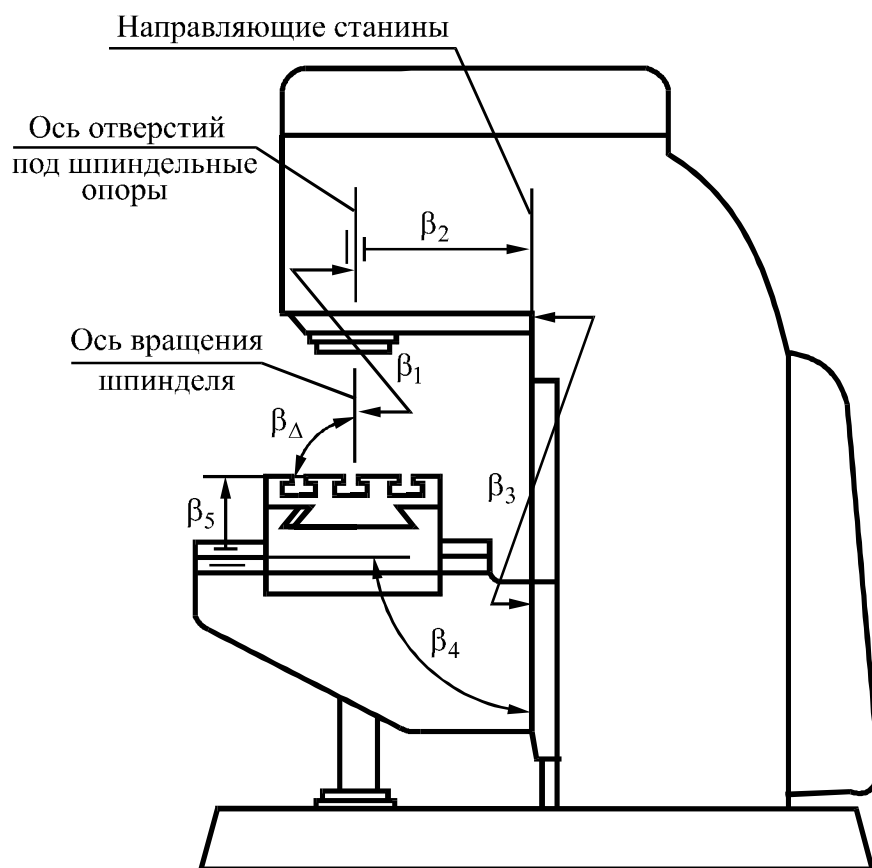


Рисунок 2.13 – Схема размерной цепи, определяющей неперпендикулярность оси вращения шпинделя к рабочей поверхности стола в направлении его поперечной оси

Сборка узлов станка должна обеспечить неперпендикулярность оси вращения шпинделя вертикально-фрезерного станка к рабочей поверхности стола в пределах 0,03 мм на длине 300 мм. При этом неперпендикулярность оси вращения шпинделя к рабочей поверхности стола допускается только в сторону станины (ГОСТ 13-54).

Указанные выше требования к сборке вертикально-фрезерного станка определяют исходное звено сборочной размерной цепи β_{Δ} и ставят задачу проектирования точности составляющих звеньев β_i .

Неперпендикулярность оси вращения шпинделя к рабочей поверхности стола является замыкающим звеном β_{Δ} сборочной размерной цепи. Номинальный размер $\beta_{\Delta} = 0$, его точность ограничена двумя предельными отклонениями $\beta_{\Delta} = 0_{-0,03}$.

Составляющие звенья:

β_1 – непараллельность оси вращения шпинделя к оси отверстий в головке станины под шпиндельные опоры;

β_2 – непараллельность оси шпиндельных отверстий в головке станины к направляющим станины;

β_3 – непрямолинейность направляющих станины;

β_4 – неперпендикулярность направляющих консоли в вертикальной плоскости;

β_5 – непараллельность рабочей поверхности стола и направляющих салазок в поперечном направлении.

Отклонения углов всех составляющих звеньев размерной цепи представляют собой скалярные ошибки.

Значения передаточных отклонений принимаем из следующих соображений. Примем условную вершину угла для звеньев β_1 , β_2 и β_3 в верхней части, а для звена 5 – в правой части схемы. Таким образом, замыкающее звено β_{Δ} ограничено с левой стороны звеном β_1 , а с правой стороны – звеном β_5 . Тогда передаточные отклонения звеньев:

$$\xi_1 = \xi_2 = \xi_3 = +1;$$

$$\xi_4 = \xi_5 = -1.$$

Уравнение размерной цепи (1.3)

$$\beta_{\Delta} = \beta_1 + \beta_2 + \beta_3 - \beta_4 - \beta_5 = 0.$$

Данные, необходимые для расчета, заносим в табл. 2.9. Половина поля рассеивания размера замыкающего звена (1.13)

$$T'_\Delta = \sqrt{0,002^2 + 0,005^2 + 0,01^2 + 0,006^2 + 0,06^2} = 0,014 \text{ мм.}$$

Координата середины поля рассеивания размера замыкающего звена

$$E'_{m_\Delta} = -0,015 \text{ мм.}$$

В сборочном чертеже на комплект стола с салазками записывается техническое условие в виде: «Наклон рабочей поверхности стола в сторону станины в пределах $\frac{+0,021 + 0,009}{300} \text{ мм/}l_H$ ».

Таблица 2.9 – Параметры звеньев размерной цепи (см. рис. 2.13), определяющей неперпендикулярность оси вращения шпинделя к рабочей поверхности стола в направлении поперечной его оси

Звено размерной цепи	Передающее отношение	Размеры и допускаемые отклонения			Технологическая операция	α	k
		заданные	Первая попытка	принятые (рекомендуемые)			
β_Σ		$\frac{-0,03}{300}$		$\frac{-0,03}{300}$	сборка	0,0	1,0
β_1	+1	—	$\frac{\pm 0,002}{300}$	$\frac{\pm 0,002}{300}$	сборка	0,0	1,0
β_2	+1		$\frac{\pm 0,005}{300}$	$\frac{\pm 0,005}{300}$	шабрение	0,0	1,0
β_3	+1	$\frac{\pm 0,01}{300}$		$\frac{\pm 0,01}{300}$	шлифование	0,0	1,0
β_4	−1	$\frac{\pm 0,006}{300}$		$\frac{\pm 0,006}{300}$	шабрение	0,0	1,0
β_5	−1		$\frac{+0,021 + 0,009}{300}$	$\frac{+0,021 + 0,009}{300}$	шабрение	0,0	1,0

Глава 3

РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

3.1. Приспособление с базированием заготовки на два пальца

Установка детали (рис. 3.1 а) в приспособлении (рис. 3.1 б) плоскостью торца и базовыми отверстиями на два пальца (цилиндрический 1 и срезанный 2) для обработки наружного контура или отверстий часто встречается в производстве (обработка корпуса, шатуна и др.). Как общий случай можно рассмотреть обработку поверхности F детали (рис. 3.1 а). Поверхность F может быть плоскостью или элементом отверстия, паза и т. п. Эта поверхность может быть параллельной или наклонной к общей оси базовых отверстий A и B (рис. 3.1 а).

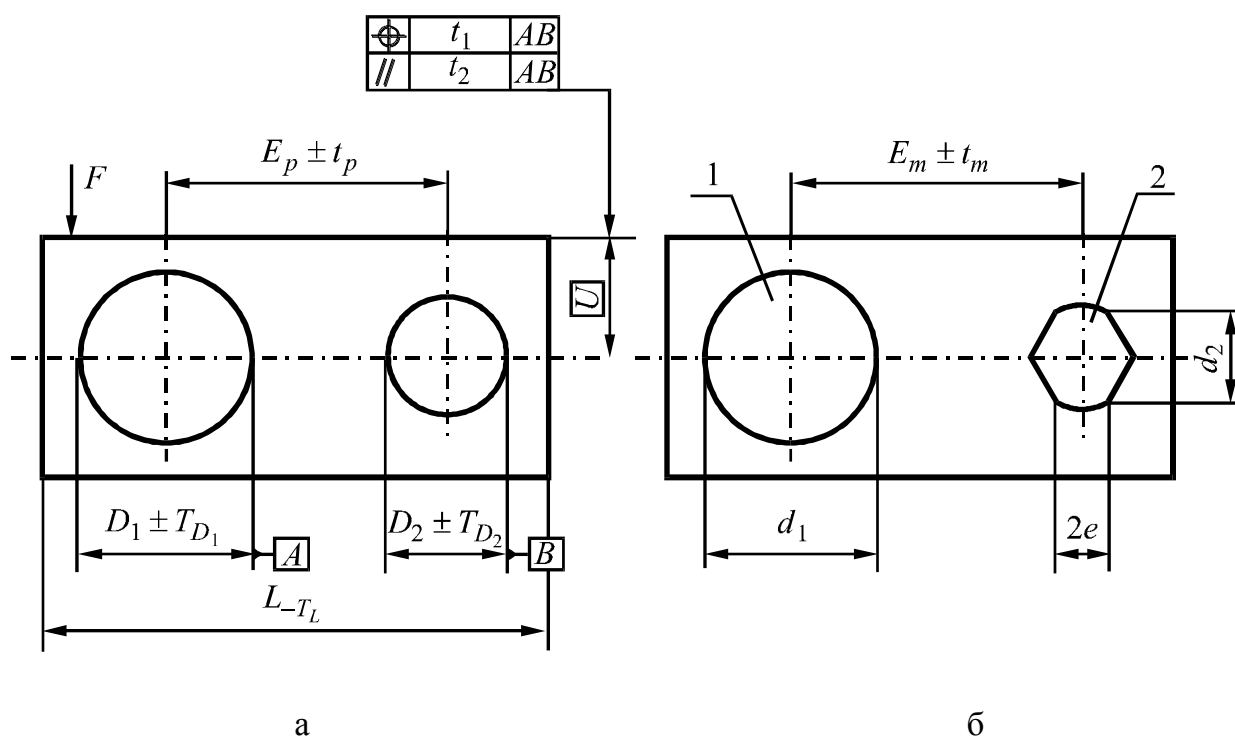


Рисунок 3.1 – Эскиз детали (а) и приспособлений (б)

При проектировании приспособления (см. рис. 3.1 б) конструктор должен определить диаметры пальцев – d_1 (цилиндрического) и d_2 (срезанного), ширину $2e$ пояска и межосевое расстояние $E_m \pm t_m$, которые гарантировали бы базирование заготовки в точном соответствии с теоретической схемой базирования (рис. 3.2) и обеспечили бы точность расположения поверхности F (допуски t_1 и t_2) с учетом точности размеров детали (допуски t_p , T_{D_1} и T_{D_2}).

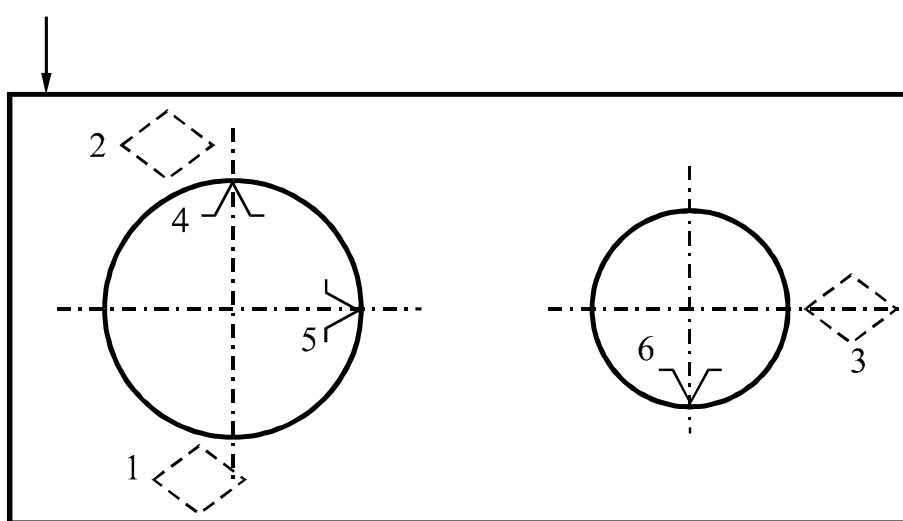


Рисунок 3.2 – Базирование заготовки на плоскость и на два пальца для обработки наружной поверхности F (см. рис. 3.1 а)

В рассматриваемом примере [38] поверхность F должна отвечать требованиям, ограниченным позиционным допуском t_1 и допуском параллельности t_2 относительно осей базовых поверхностей A и B с размерами $D_1^{+T_{D_1}}$ и $D_2^{+T_{D_2}}$.

При базировании заготовки на операции обработки поверхности F с установкой на плоскость, а отверстиями – на два пальца, она лишается шести степеней свободы.

Погрешность базирования при установке заготовки в приспособлении можно заранее рассчитать, если известна точность размеров детали по чертежу и точность установочных элементов приспособления. Вместе с тем, если известны требования к точности детали, схема базирования заготовки и

конструкция элементов приспособления, можно рассчитать допуски t_p , T_{D_1} и T_{D_2} на размеры d_1 и d_2 и размер $2e$ срезанного пальца приспособления.

Задача по расчету точности размеров приспособления решается на базе анализа связанных размерных цепей детали и приспособления.

Срезанный палец позволяет увеличить зазор между ним и отверстием детали. Этот зазор необходим для компенсации допустимых отклонений между осями отверстий обрабатываемых заготовок.

Схема образования зазоров между двумя цилиндрическими пальцами и цилиндрическими отверстиями $\varnothing D_1^{+T_{D_1}}$ и $\varnothing D_2^{+T_{D_2}}$ представлена на рис. 3.3.

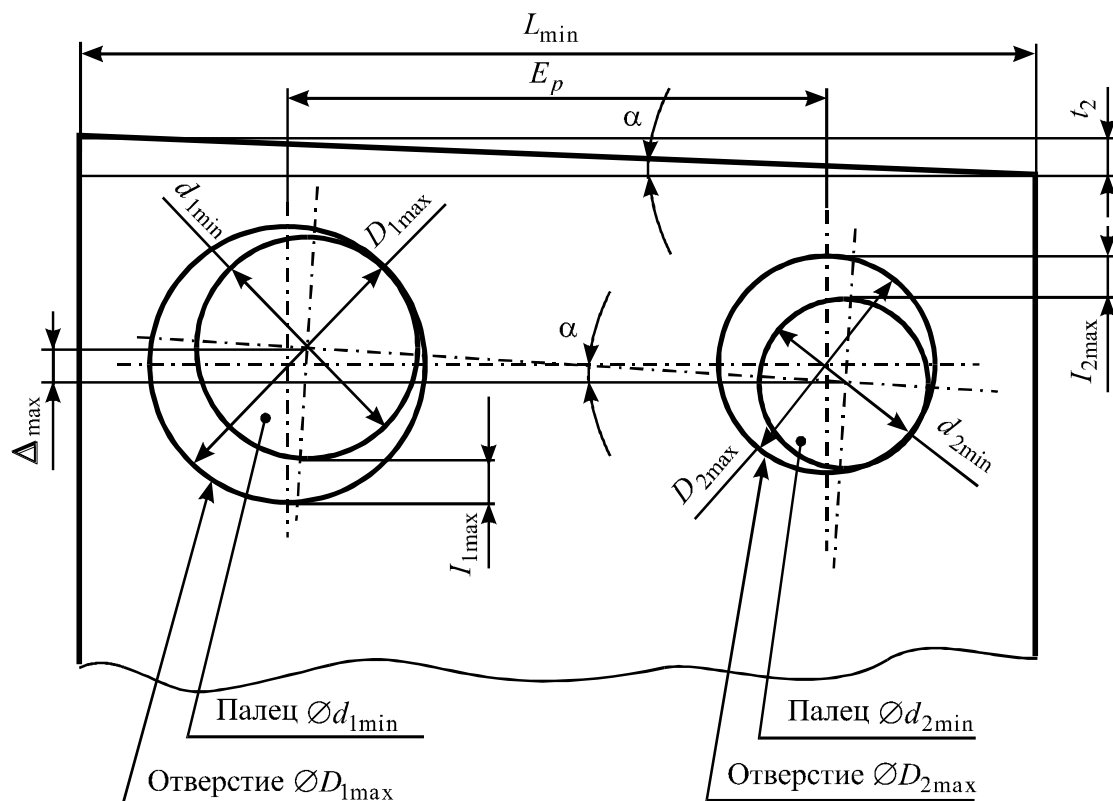


Рисунок 3.3 – Схема расположения заготовки и пальцев приспособления, из которой следует особенность влияния допуска параллельности t_2 на смещение осей Δ_{\max}

Для упрощения задачи расчета Δ_{\max} и размеров центрирующего d_1 и упорного d_2 пальцев целесообразно рассортировать основные размеры заго-

товки, приспособления и межосевые расстояния на известные, выбираемые и расчетные величины (табл. 3.1.).

Наибольшее смещение Δ_{\max} можно рассчитать

$$\Delta_{\max} = \frac{D_{2\max} - d_{2\min}}{2} + \frac{D_{1\max} - d_{1\min}}{2}, \quad (3.1)$$

то есть

$$\Delta_{\max} = \frac{I_{1\max} + I_{2\max}}{2}, \quad (3.2)$$

где I_1 и I_2 – зазоры в соединениях цилиндрического и срезанного пальцев с деталью.

Можно записать:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\Delta_{\max}}{E_{p\max}} = \frac{t_2}{L_{\min}},$$

откуда

$$\Delta_{\max} = \frac{t_2 E_{p\max}}{L_{\min}}. \quad (3.3)$$

Таблица 3.1 – Известные, выбираемые и расчетные величины заготовки и пальцев приспособления (см. рис. 3.1 б)

Известные величины		
Диаметры отверстий заготовки (детали)	$D_1^{+T_{D1}}$	$D_2^{+T_{D2}}$
Межосевое расстояние	$E_p \pm t$	
Допуск параллельности	t_2	
Длина детали (поверхность F)	L_{-T_L}	
Выбираемые величины		
Диаметр центрирующего пальца	d_1	
Межосевое расстояние «палец–палец»	E_m	
Расчетные величины		
Наибольшее смещение	Δ_{\max}	
Диаметр упорного пальца	d_2	
Расстояние между осями: «упорный палец–отверстие D_2 »	a	
Ширина цилиндрической части упорного пальца	$2e$	

Таким образом,

$$I_{1\max} + I_{2\max} \leq \frac{t_2 E_{p\max}}{L_{\min}}. \quad (3.4)$$

В соответствии с зависимостью (3.1) можно записать

$$2\Delta_{\max} = D_{1\max} - d_{1\min} + D_{2\max} - d_{2\min},$$

откуда

$$d_{2\min} = D_{1\max} - d_{1\min} + D_{2\max} - 2\Delta_{\max}. \quad (3.5)$$

По этой формуле можно рассчитать наименьший предельный размер упорного пальца.

Для расчета наибольшего предельного размера $d_{2\max}$ упорного пальца составим схему (рис. 3.4), которая объединяет сборочные размерные цепи заготовки и приспособления.

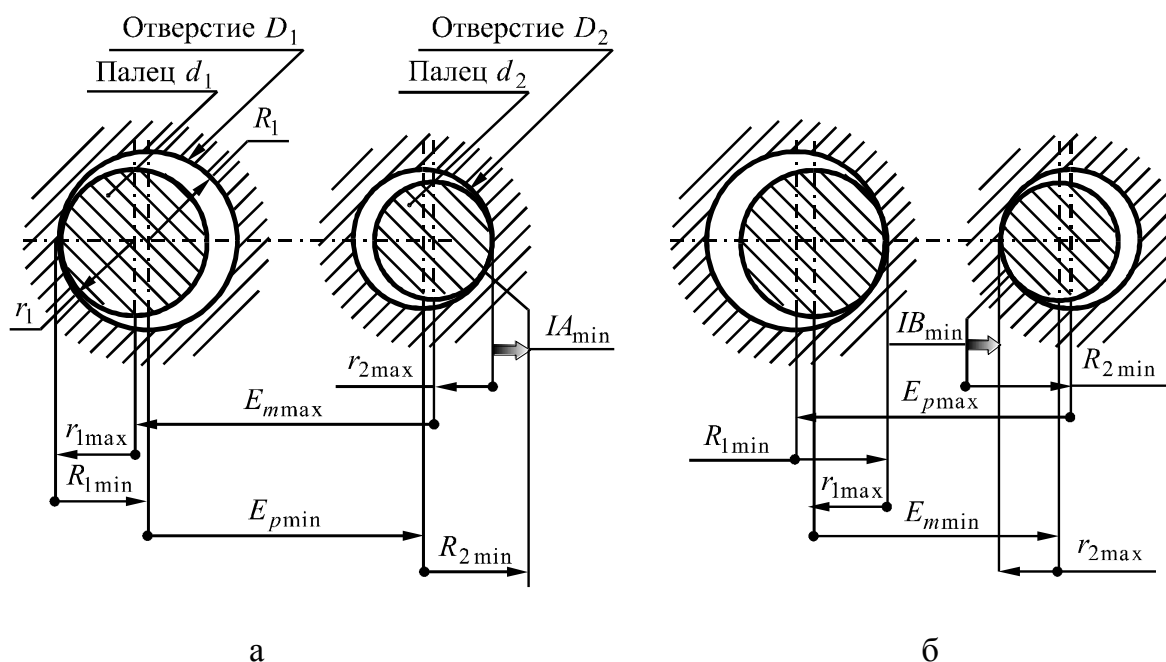


Рисунок 3.4 – Варианты предельного радиального расположения центрирующего и упорного пальцев

В первом случае (см. рис. 3.4 а), наиболее распространенном, пальцы максимально разведены друг относительно друга, а во втором случае (см. рис. 3.4 б) они максимально приближены друг к другу в пределах поверхностей детали по чертежу.

Для $IA = 0$ (см. рис. 3.4 а):

$$\begin{aligned} 0 &= -r_{2\max} - E_{m\max} - r_{1\max} + R_{1\min} + E_{p\min} + R_{2\min}; \\ r_{2\max} &= R_{1\min} + E_{p\min} + R_{2\min} - E_{m\max} - r_{1\max}; \\ d_{2\max} &= D_{1\min} + 2E_{p\min} + D_{2\min} - 2E_{m\max} - d_{1\max}. \end{aligned} \quad (3.6)$$

Для $IB = 0$ (см. рис. 3.4):

$$\begin{aligned} 0 &= R_{2\min} - E_{p\max} + R_{1\min} - r_{1\max} + E_{m\min} - r_{2\max}; \\ r_{2\max} &= R_{2\min} - E_{p\max} + R_{1\min} - r_{1\max} + E_{m\min}; \\ d_{2\max} &= D_{2\min} - 2E_{p\max} + D_{1\min} - d_{1\max} + 2E_{m\min}. \end{aligned} \quad (3.7)$$

При выборе формы упорного пальца (d_2) рекомендуется руководствоваться следующими соображениями. Если $d_{2\max} > d_{2\min}$, то выбирают палец полным, если нет – то принимают палец срезанным.

Ширину срезанного пальца можно рассчитать, анализируя схему расположения срезанного пальца (рис. 3.5 а) и схемы размерных цепей заготовки приспособления (рис. 3.5 б, в).

Определим толщину $2e$ срезанного пальца по схеме (см. рис. 3.5 а):

$$R_2^2 = kg^2 + go^2,$$

откуда

$$kg^2 = R_2^2 - go^2;$$

$$r_2^2 = kg^2 + gp^2,$$

откуда

$$kg^2 = r_2^2 - gp^2;$$

$$R_2^2 - go^2 = r_2^2 - gp^2,$$

где $go = e + a$, $gp = e$.

Тогда

$$R_2^2 - (e + a)^2 = r_2^2 - e^2;$$

$$R_2^2 - e^2 - 2ea - a^2 = r_2^2 - e^2;$$

$$R_2^2 = 2ea + a^2 + r_2^2,$$

откуда

$$2e = \frac{R_2^2 - r_2^2 - a^2}{a}. \quad (3.8)$$

Величина a известна из предварительных расчетов.

Определение смещения осей выполняется на базе анализа размерных цепей.

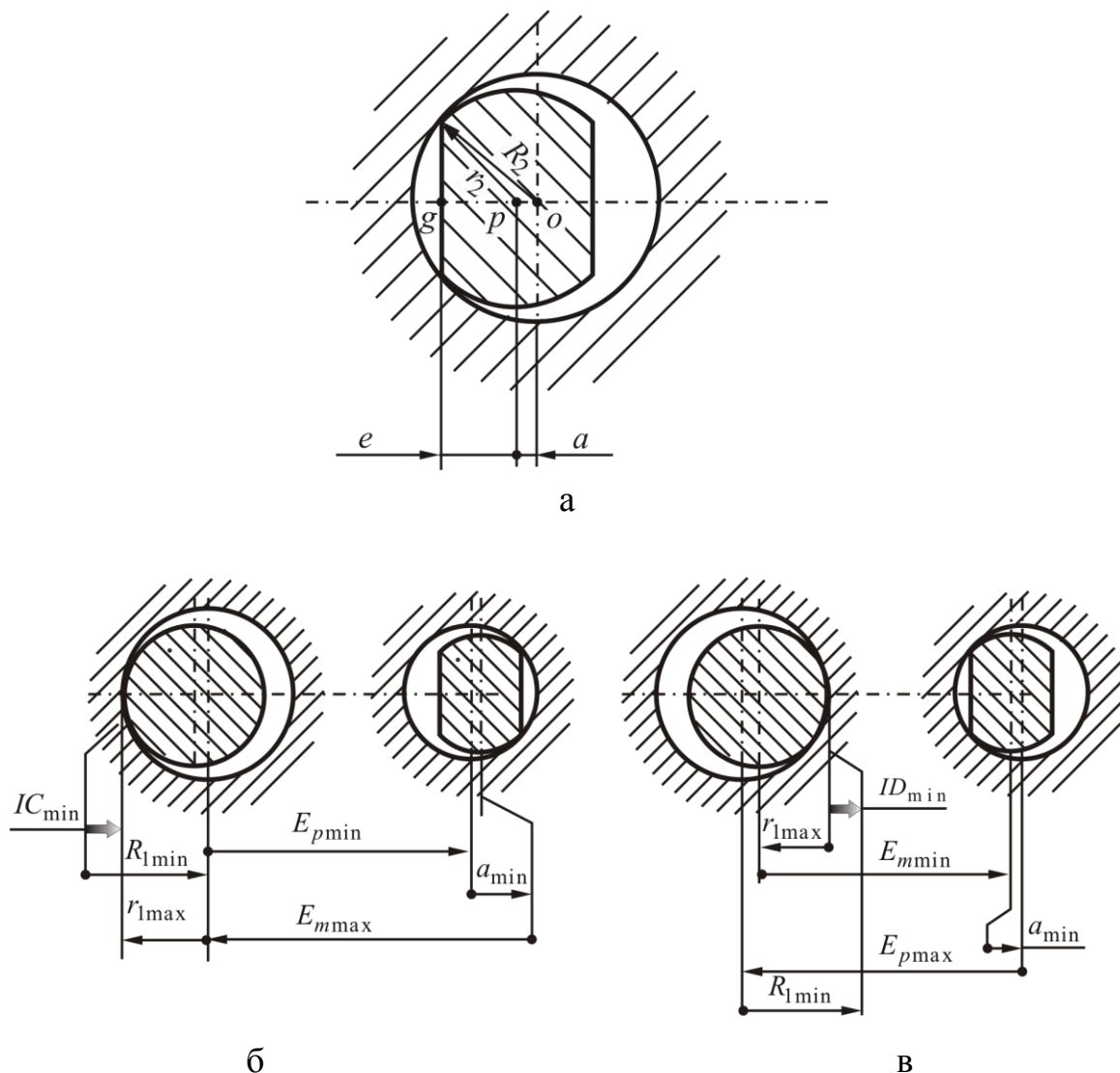


Рисунок 3.5 – Размерные цепи для расчета несовпадения осей a_{\min} упорного пальца и отверстия $\varnothing D_2^{+T_{D_2}}$ и толщины $2e$ срезанного пальца

Рассмотрим два случая (см. рис. 3.5 б, в) взаимного расположения цилиндрического и срезанного пальцев относительно обрабатываемой заготовки.

Первый случай (см. рис. 3.5 б).

Для $IC = 0$ имеем:

$$0 = R_{1\min} + E_{p\min} + a_{\min} - E_{m\max} - r_{1\max},$$

откуда

$$a_{\min} = E_{m\max} + r_{1\max} - R_{1\min} - E_{p\min}. \quad (3.9)$$

Второй случай (см. рис. 3.5 в).

Для $ID = 0$ имеем:

$$0 = r_{1\max} + E_{m\min} + a_{\min} - E_{p\max} + R_{1\min},$$

откуда

$$a_{\min} = E_{p\max} - R_{1\min} + r_{1\max} - E_{m\min}. \quad (3.10)$$

Рекомендации по выбору a сводятся к следующим:

- при расчете толщины $2e$ срезанного пальца по формуле (3.8) принимают большее значение a из двух расчетных значений, полученных в расчетах по формулам (3.9) и (3.10);
- если номинальные размеры межосевых расстояний E_p и E_m одинаковы и поля допусков симметричны, то величину a рассчитывают по любой из формул (3.9) или (3.10).

Рассмотрим примеры (рис. 3.6 а, б) расчета размеров пальцев приспособления для операции обработки поверхности F . В первом случае (см. рис. 3.6 а) точность расположения поверхности F задается допуском параллельности, а во втором (см. рис. 3.6 б) – допуском наклона.

Для первого случая (см. рис. 3.6 а) известные, выбираемые и расчетные размеры элементов детали и приспособления записываем в табл. 3.2.

Наибольшее смещение осей Δ_{\max} (мм) рассчитываем по формуле (3.3)

$$\Delta_{\max} = \frac{t_2 E_{p\max}}{L_{\min}} = \frac{2 \cdot 100,2}{150} = 1,336.$$

Наименьший диаметр упорного кольца (мм) определяем по формуле (3.5):

$$\begin{aligned} d_{2\min} &= D_{1\max} - d_{1\min} + D_{2\max} - 2\Delta_{\max} = \\ &= 30,05 - 29,97 + 20,1 - 2 \cdot 1,336 = 17,50. \end{aligned}$$

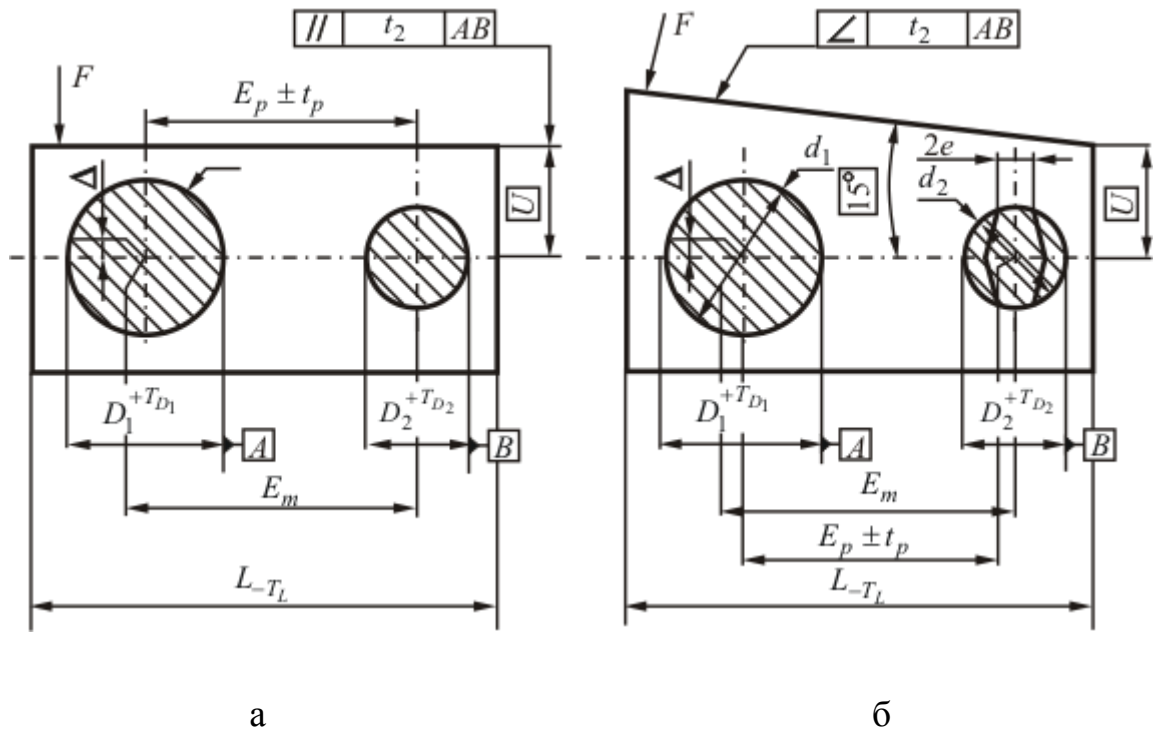


Рисунок 3.6 – Чертежи деталей: а – с допуском t_2 параллельности поверхности F ;
б – с допуском t_2 наклона поверхности F

Определим наибольший диаметр упорного пальца (мм) по формуле (3.6):

$$\begin{aligned} d_{2\max} &= D_{1\min} + 2E_{p\min} + D_{2\min} - 2E_{m\max} - d_{1\max} = \\ &= 30 + 2 \cdot 99,8 + 2 \cdot 100,01 - 29,99 = 19,59. \end{aligned}$$

Форму упорного пальца (полный или срезанный) выбираем по соотношению $d_{2\max}$ и $d_{2\min}$. Если $d_{2\max} > d_{2\min}$, то принимаем полный палец, а если нет, то – срезанный.

В нашем случае $d_{2\max} > d_{2\min}$, т.е. $19,59 > 17,50$, поэтому принимаем упорный палец полным.

Таблица 3.2 – Параметры заготовки и приспособления (см. рис. 3.6 а)

Известные величины		
Диаметры отверстий, мм	$D_1 = 30^{+0,05}$	$D_2 = 20^{+0,1}$
Межосевое расстояние, мм	$E_p = 100 \pm 0,2$	
Допуск параллельности	$t_2 = 2$	
Длина детали, мм	$L = 150^{+0,5}$	
Выбираемые величины		
Диаметр центрирующего пальца, мм	$d_1 = 30_{-0,03}^{-0,01}$	
Межосевое расстояние «палец–палец»	$E_m = 100 \pm 0,01$	
Расчетные величины		
Наибольшее смещение осей, мм	$\Delta_{\max} = 1,336$	
Диаметр упорного пальца, мм	$d_2 =$	
Смещение осей «упорный палец–отверстие»	$a =$	
Ширина срезаемого пальца, мм	$2e =$	

Для второго случая (см. рис. 3.6 б) известные, выбираемые (назначаемые) и расчетные размеры элементов детали и приспособления записываем в табл. 3.3.

Рассчитаем наибольшее смещение осей Δ_{\max} , приспособления (мм) (рис. 3.3) по следующей формуле:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\Delta_{\max}}{E_{p\max}} = \frac{t_2}{L_{\min} / \cos 15^\circ},$$

откуда

$$\Delta_{\max} = \frac{t_2 E_{p\max}}{L_{\min} / \cos 15^\circ} = \frac{0,2 \cdot 100,2}{150 / \cos 15^\circ} = 0,129.$$

Установим предельные размеры $d_{2\max}$ и $d_{2\min}$ упорного кольца, мм:

$$d_{2\max} = D_{1\min} + 2E_{p\min} + D_{2\min} - 2E_{m\max} - d_{1\max} =$$

$$= 30 + 2 \cdot 99,8 + 2 \cdot 100,01 - 29,99 = 19,59;$$

$$d_{2\min} = D_{1\max} - d_{1\min} + D_{2\max} - 2\Delta_{\max} =$$

$$= 30,05 - 29,97 + 20,1 - 2 \cdot 0,129 = 19,92.$$

$d_{2\max} < d_{2\min}$, т.е. $19,59 < 19,92$, следовательно, упорный палец должен быть срезанным. Рассчитываем a_{\min} и $2e$, мм:

$$a_{\min} = E_{m\max} + r_{1\max} - R_{1\min} - E_{p\min} =$$

$$= 100,01 + 14,995 - 15 - 99,8 = 0,205;$$

$$2e = \frac{R_{2\min}^2 - r_{2\max}^2}{a_{\min}} - a_{\min} = \frac{10^2 - (19,9/2)^2}{0,205} - 0,205 = 4,66.$$

Чтобы рассчитать величину $2e$ (мм) следует принять $d_{2\max} = 19,9$, но не 19,59.

Таблица 3.3 – Параметры заготовки и приспособления (см. рис. 3.6 б)

Известные величины		
Диаметры отверстий, мм	$D_1 = 30^{+0,05}$	$D_2 = 20^{+0,1}$
Межосевое расстояние, мм	$E_p = 100 \pm 0,2$	
Допуск параллельности	$t_2 = 2$	
Длина детали, мм	$L = 150^{+0,2}$	
Выбираемые величины		
Диаметр центрирующего пальца, мм	$d_1 = 30_{-0,03}^{-0,01}$	
Межосевое расстояние «палец–палец»	$E_m = 100 \pm 0,01$	
Расчетные величины		
Наибольшее смещение осей, мм	$\Delta_{\max} = 0,129$	
Диаметр упорного пальца, мм	$d_2 = 20_{-0,41}^{-0,08}$	
Смещение осей «упорный палец–отверстие»	$a = 0,205$	
Ширина срезаемого пальца, мм	$2e = 4,66$	

3.2. Приспособление для базирования и размерной настройки при фрезеровании шпоночного паза

Проектирование приспособления для базирования заготовки и размерная настройка станка при фрезеровании шпоночного паза могут быть выполнены в такой последовательности:

- анализ чертежа детали;
- выбор станка и режущего инструмента;
- составление схемы базирования и закрепления заготовки;
- выбор схемы и последовательности настройки инструмента, например, с использованием призмы, контрольного валика и упора в приспособлении;
- определение погрешности установки заготовки в приспособлении и размера для первичной настройки станка;
- расчет высоты установки упора в приспособлении с помощью размерного анализа схемы установки упора по эталонному валику;
- расчет размера для установки положения инструмента при первичной (статистической) настройке станка на базе размерного анализа размерной цепи: приспособление–инструмент.

Настройка станка, а при необходимости – корректировка настройки по первичным проходам в размер, установленный на стадии проектирования.

На чертеже вала (рис. 3.7) глубина шпоночного паза может быть задана размерами A_1 или A_3 в зависимости от того, как канавка расположена относительно торца детали: открытая или закрытая. Точность размеров A_1 и A_3 обеспечивается на фрезерной операции и зависит от точности настройки станка, особенно при обработке серии деталей.

Базирование и крепление вала можно осуществить, например, в приспособлении, собранном из унифицированных элементов комплекта УСП-12. Размерная настройка может быть выполнена с помощью упора, настраиваемого, например, контрольным высокоточным валиком.

Принятая схема базирования и крепления заготовки на станке приведена на рис. 3.8.

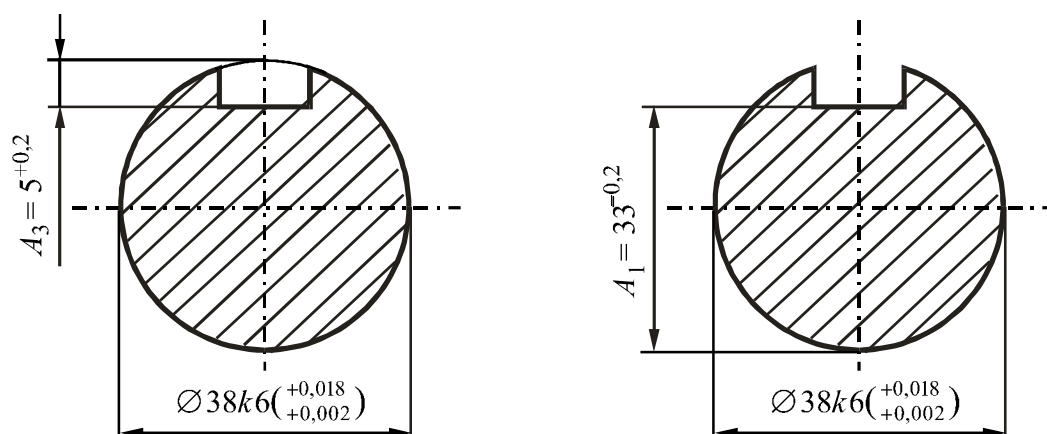


Рисунок 3.7 – Размеры шпоночного паза на валу

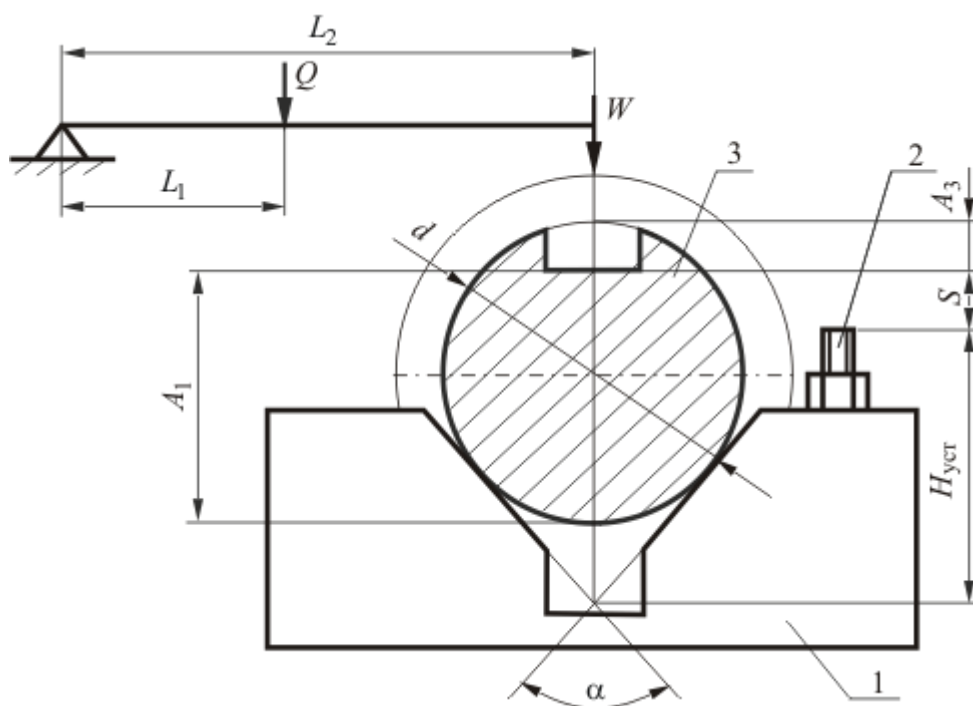


Рисунок 3.8 – Схема установки заготовки:

1 – призма; 2 – упор; 3 – заготовка

A_1 и A_3 – размеры, которые должны быть обеспечены по чертежу детали; S – размер для настройки инструмента относительно упора 2; $H_{уст}$ – размер установки упора, который рассчитывается на базе размерного анализа схемы настройки устройства с помощью контрольного валика (рис. 3.9).

Погрешность установки заготовки в приспособлении по принятой схеме базирования рассчитывается по формуле

$$\varepsilon_{\text{уст}} = \sqrt{\varepsilon_{\text{баз}}^2 + \varepsilon_{\text{закр}}^2}, \quad (3.11)$$

где $\varepsilon_{\text{уст}}$ – разница граничных отклонений измерительной базы относительно установленного на размер режущего инструмента;

$\varepsilon_{\text{баз}}$ – часть погрешности установки, вызванная несовмещением измерительной и установочной баз, а при их совмещении – равна допуску на размер между ними или сумме допусков на размеры, которые их объединяют.

Для принятой схемы установки заготовки (см. рис. 3.8) погрешности базирования можно рассчитать по формулам:

$$\varepsilon_{\text{баз}A_1} = \frac{T_D}{2} \left(\frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}} - 1 \right) \text{ при обработке паза размером } A_1, \quad (3.12)$$

$$\varepsilon_{\text{баз}A_3} = \frac{T_D}{2} \left(\frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}} + 1 \right) \text{ при обработке паза размером } A_3, \quad (3.13)$$

где T_D – допуск, мм;

$\varepsilon_{\text{закр}}$ – часть погрешности установки, вызванная смещением установочной базы относительно установленного на размер режущего инструмента под действием приложенных сил крепления заготовки, мм; $\varepsilon_{\text{закр}}$ учитывается только тогда, когда направление силы крепления и размер обработки совпадают.

Схема настройки упора по контрольному валику представлена на рис. 3.9.

Размеры $A_{1\text{настр}}$ и $A_{3\text{настр}}$ для настройки станка при фрезеровании шпоночного паза можно рассчитать с учетом точности настройки и погрешностей изготовления с помощью схемы (рис. 3.10) расположения полей до-

пусков: для размера A_1 – как для основного вала, а для размера A_3 – как для основного отверстия:

$$A_{1\text{настр}} = A_1 + ei + \left(\frac{R}{2} + T_H \right); \quad (3.14)$$

$$A_{3\text{настр}} = A_3 + es - \left(\frac{R}{2} + T_H \right), \quad (3.15)$$

где R – поле рассеяния размеров заготовки, вызванное влиянием случайных погрешностей;

T_H – допуск на настройку инструмента.

Величина R вычисляется по формуле

$$R = 6\sigma,$$

где σ – среднее квадратичное отклонение случайной величины, $\sigma = 0,02 - 0,04$ мм.

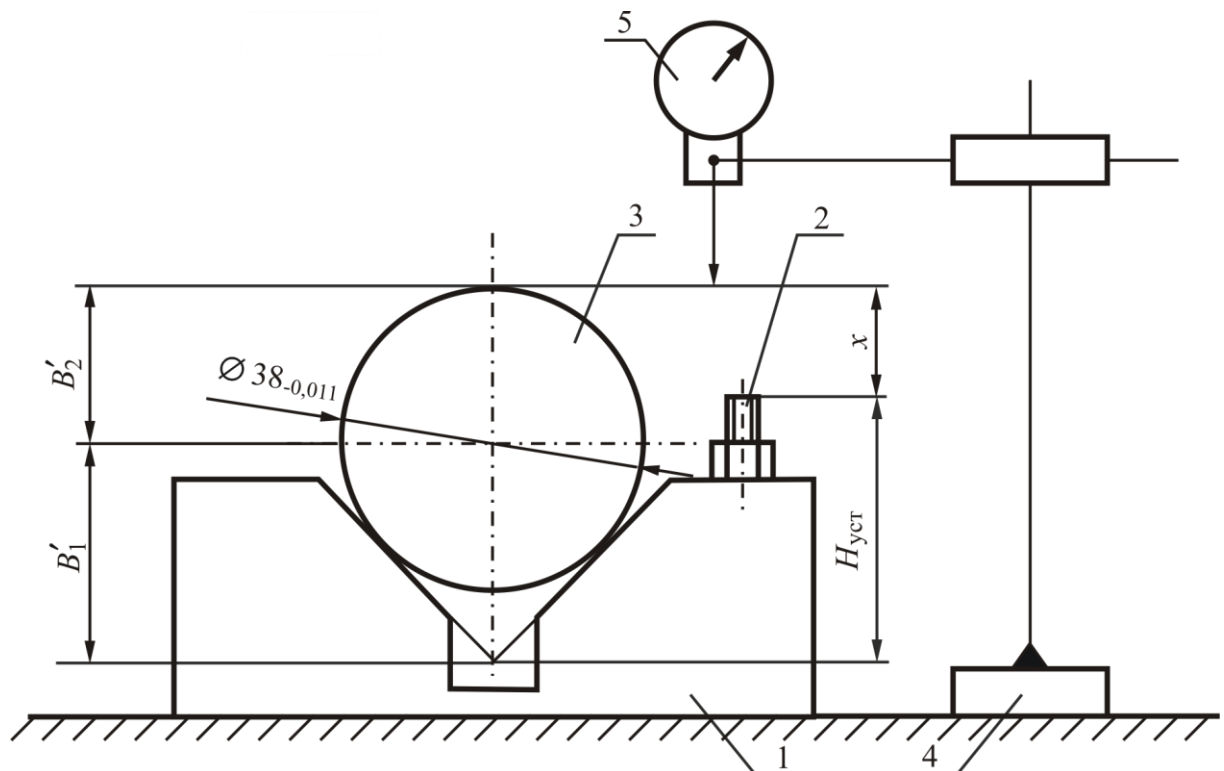


Рисунок 3.9 – Схема настройки упора по контрольному валу:

1 – призма; 2 – упор; 3 – контрольный вал;
4 – магнитная стойка; 5 – индикаторная головка

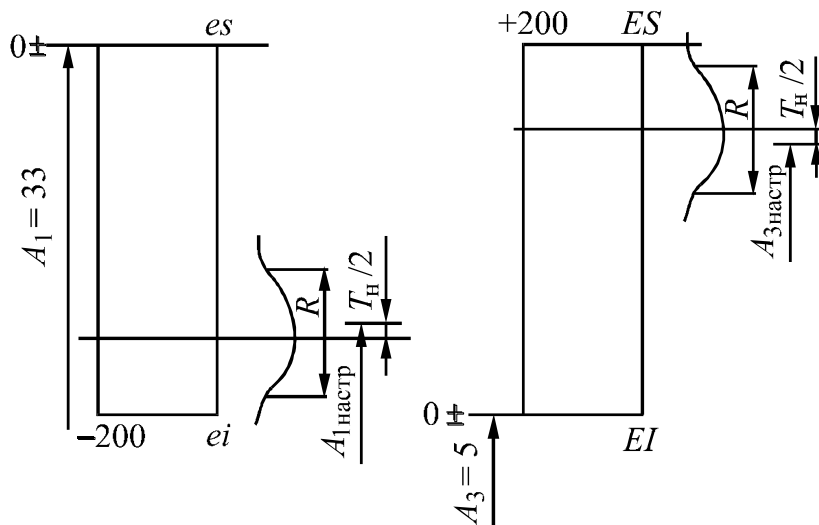


Рисунок 3.10 – Схема расположения полей допусков на изготовление детали при фрезеровании шпоночного паза

Допуск на настройку инструмента ограничивается погрешностью настройки и установки инструмента при следующем условии:

$$\sqrt{\Delta_H^2 + \Delta_Y^2} \leq T_H, \quad (3.16)$$

где Δ_H – погрешность настройки, зависящая от способа настройки, места настройки, технических характеристик, средств настройки и опыта наладчика;

Δ_Y – погрешность установки инструмента, зависящая от точности базирования инструмента и привалочных баз на приборе, приспособлении и станке.

Погрешности Δ_H и Δ_Y можно ограничивать на стадии проектирования:

$\Delta_H = 0,005 - 0,010$ мм – повышенные требования точности настройки;

Δ_H до 0,02 мм – нормальные требования к точности настройки;

$\Delta_Y = 0,01$ мм – повышенные требования к точности установки инструмента;

$\Delta_Y = 0,02$ мм – нормальные требования к точности установки инструмента.

Тогда

$$R = 6 \cdot 0,02 = 0,12 \text{ мм};$$

$$A_{1\text{настр}} = 33 + (-0,200) + \left(\frac{0,12}{2} + 0,03 \right) = 32,89 \text{ мм};$$

$$A_{3\text{настр}} = 5 + 0,2 - \left(\frac{0,12}{2} + 0,03 \right) = 5,11 \text{ мм}.$$

Погрешность установки в расчетах настроечного размера не учитывается, так как она постоянна и может быть учтена при первичной настройке станка.

Размерный анализ схемы (рис. 3.11 а) настройки упора по контрольному валуку состоит в определении размера $H_{\text{уст}}$.

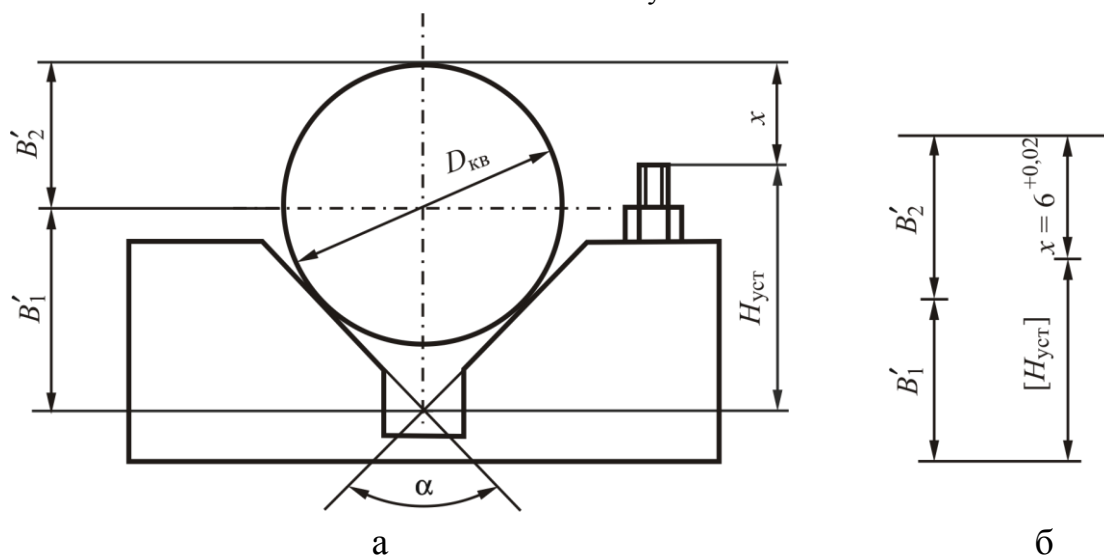


Рисунок 3.11 – Базирование контрольного валика ($\alpha = 90^\circ$):

а – схема базирования; б – сборочная размерная цепь

Принимаем диаметр контрольного валика $D_{\text{кв}}$ равным 38 мм, а допуск на его изготовление – 0,011 мм.

Тогда

$$B'_2 = \frac{D_{\text{кв}}}{2} = \frac{38}{2} = 19 \text{ мм}; \quad B'_1 = \frac{B'_2}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{19}{0,707} = 26,874 \text{ мм};$$

$$T_{B_2} = \frac{T_{D_{\text{кв}}}}{2} = \frac{0,011}{2} = 0,0055 \text{ мм}; \quad T_{B_1} = \frac{T_{B_2}}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,0055}{0,707} = 0,0078 \text{ мм};$$

$$B'_1 = 19_{-0,0055}; B'_2 = 26,874 \pm 0,0039.$$

Принимаем размер $x = 6$ мм с допуском $0,02$ мм.

Размеры, допуски и предельные отклонения замыкающего звена ($H_{уст}$) определим из сборочной размерной цепи (рис. 3.11 б).

$$H_{уст} = B'_1 + B'_2 - x = 26,874 + 19 - 6 = 39,874 \text{ мм};$$

$$es_{\Delta} = es_{B_1} + es_{B_2} - ei_x = 0,0039 + 0 - 0 = 0,0039 \text{ мм};$$

$$ei_{\Delta} = ei_{B_1} + ei_{B_2} - es_x = -0,0039 - 0,005 - (+0,02) = -0,0294 \text{ мм};$$

$$T_{\Delta} = es_{\Delta} - ei_{\Delta} = +0,0039 - (-0,0294) = 0,0333 \text{ мм}.$$

Проверяем $T_{\Delta} = T_{B_1} + T_{B_2} + T_x = 0,0078 + 0,0055 + 0,02 = 0,0333$ мм.

Тогда $H_{уст} = 39,874^{+0,0039}_{-0,0294}$.

Расчет размера S для настройки станка рассмотрим на примере обработки шпоночного паза в размер A_1 по схеме наладки, приведенной на рис. 3.12.

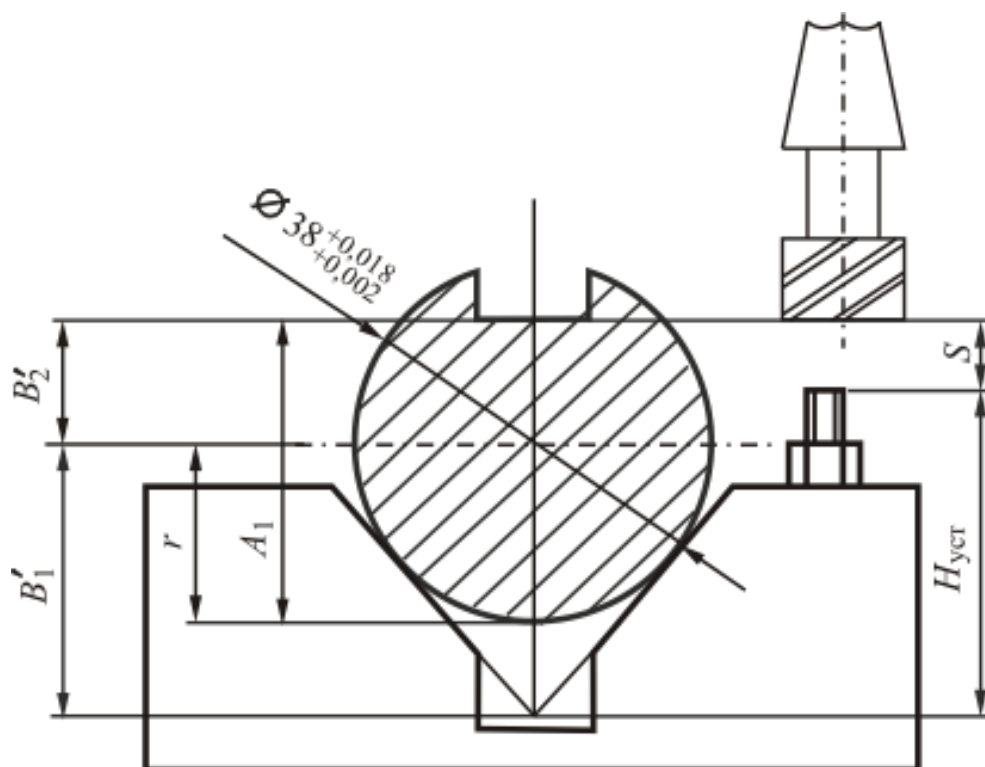


Рисунок 3.12 – Схема наладки фрезерного станка при обработке в размер A_1

Расчет размера S можно выполнить, решая две размерных цепи: подетальную (рис. 3.13 а), сборочную (рис. 3.13 б).

Замыкающим звеном в подетальной размерной цепи (см. рис. 3.13 а) является размер B_2 , составляющими – размеры A_1 и r .

По условию задачи $A_1 = 33_{-0,20}$ (см. рис. 3.7); $r = \frac{D}{2} = \frac{38}{2} = 19$ мм допуск на размер r равен половине допуска на диаметр цилиндрической поверхности $T_r = \frac{T_D}{2} = \frac{0,016}{2} = 0,008$ мм.

Тогда $r = 19_{-0,008}$, номинальный размер $B_2 = A_1 - r = 33 - 19 = 14$ мм.

Предельные отклонения замыкающего звена определены из уравнений подетальной размерной цепи:

$$es_{\Delta} = es_{A_1} - ei_r = 0 - (0,008) = -0,008 \text{ мм};$$

$$ei_{\Delta} = ei_{A_1} - es_r = -0,2 - 0 = -0,2 \text{ мм};$$

$$T_{B_2} = T_{A_1} + T_r = 0,2 + 0,008 = 0,208 \text{ мм}.$$

Проверяем $T_{\Delta} = es_{\Delta} - ei_{\Delta} = +0,008 - (-0,2) = 0,208$ мм.

Тогда $B_2 = 14^{+0,008}_{-0,200}$.

Замыкающим звеном сборочной размерной цепи (рис. 3.13 б) является настроечный размер S .

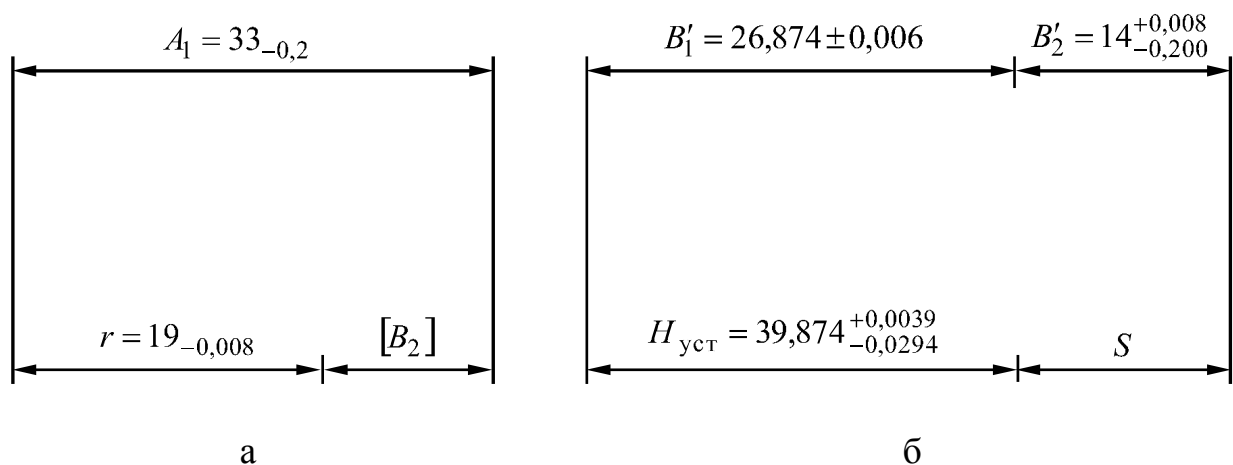


Рисунок 3.13 – Схемы размерных цепей: а – поддетальная; б – сборочная

Номинальный размер замыкающего звена определим из уравнения

$$S = B_1 + B_2 - H_{\text{уст}},$$

где $B_1 = \frac{r}{\sin \alpha} = \frac{r}{\sin 45^\circ} = \frac{19}{0,707} = 26,874;$

$$T_{B_1} = \frac{T_r}{\sin 45^\circ} = \frac{0,008}{0,707} = 0,0113.$$

Тогда

$$B_1 = 26,874 \pm 0,006;$$

$$S = 26,874 + 14 - 39,874 = 1.$$

Предельные отклонения замыкающего звена S определим из уравнений:

$$es_\Delta = es_{B_1} + es_{B_2} - ei_{H_{\text{уст}}} = 0,006 + 0,008 - (-0,0894) = 0,0434 \text{ мм};$$

$$ei_\Delta = ei_{B_1} + ei_{B_2} - es_{H_{\text{уст}}} = -0,006 - 0,2 - 0,0039 = 0,2099 \text{ мм};$$

$$S = 1^{+0,0434}_{-0,2099} = 1^{+0,04}_{-0,21}.$$

Схема настройки инструмента при обработке заготовки в размер A_3 приведена на рис. 3.14.

В поддетальной размерной цепи составляющими звеньями являются размеры D (увеличивающее звено) и A_3 (уменьшающее звено) по отношению к замыкающему звену A_1 . Номинальный размер замыкающего звена A_1 определим из уравнения:

$$A_1 = D - A_3,$$

где $D = 38k6 \left(\begin{smallmatrix} +0,018 \\ +0,002 \end{smallmatrix} \right); \quad A_3 = 5^{+0,2}.$

Тогда $A_1 = 38 - 5 = 33 \text{ мм}.$

Предельные отклонения замыкающего звена A_1 определим из уравнений:

$$es_{A_1} = es_D - ei_{A_3};$$

$$es_{A_1} = 0,002 - 0 = 0,002 \text{ мм};$$

$$ei_{A_1} = ei_D - es_{A_3};$$

$$ei_{A_1} = 0,018 - 0,2 = -0,182 \text{ мм};$$

$$A_1 = 33^{+0,002}_{-0,182} \text{ мм}.$$

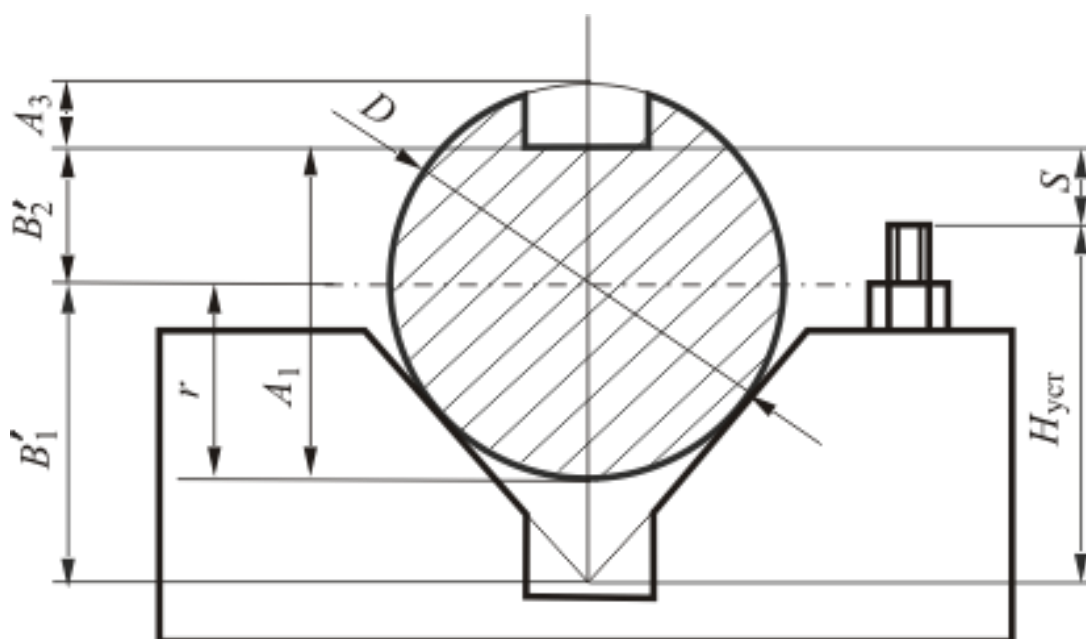


Рисунок 3.14 – Схема настройки инструмента при обработке заготовки в размер $A_3 = 5^{+0,2}$

Так как предельные отклонения принимаются из ограниченного ряда стандартных допусков 0,1; 0,2; 0,3 мм, то принимаем:

$$A_1 = 33_{-0,2} \text{ мм}.$$

Поэтому дальнейший расчет размера S аналогичен ранее выполненному по рис. 3.8.

Глава 4

РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И СБОРКИ ЭЛЕМЕНТОВ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ СИСТЕМ ДЛЯ МНОГОЦЕЛЕВЫХ СТАНКОВ

4.1. Общие положения

Биение конического отверстия шпинделя и биение шпинделя от перекоса осей, а также параллельный перенос или перекося осей деталей инструментального блока образуют размерные цепи линейных и угловых погрешностей, анализируя которые, можно на стадии проектирования инструментальных систем рассчитать точность размеров базовых и рабочих поверхностей вспомогательного и режущего инструмента.

Замыкающим звеном в размерных цепях линейных и угловых погрешностей размеров деталей комплектов вспомогательного и режущего инструмента (рис. 4.1) является биение режущих кромок после установки инструментальных блоков в шпиндель. Величина действительного биения режущих кромок не должна превышать допустимого биения каждого типа осевого инструмента (прил. 10).

Рассмотрим вариант компоновки инструментального блока, представленного на рис. 4.2.

При анализе размерных цепей погрешностей размеров деталей инструментальных блоков, установленных в шпинделе, следует различать два вида погрешностей:

- 1) параллельный перенос осей;
- 2) перекося осей.

Ось вращения шпинделя имеет биение, связанное с появлением этих двух видов погрешностей (рис. 4.3).

В размерной цепи (см. рис. 4.3 б) присутствуют два вида погрешностей:

- e_1 – параллельный перенос оси конусного отверстия ШС;
- e_2 – перекося оси конусного отверстия ШС.

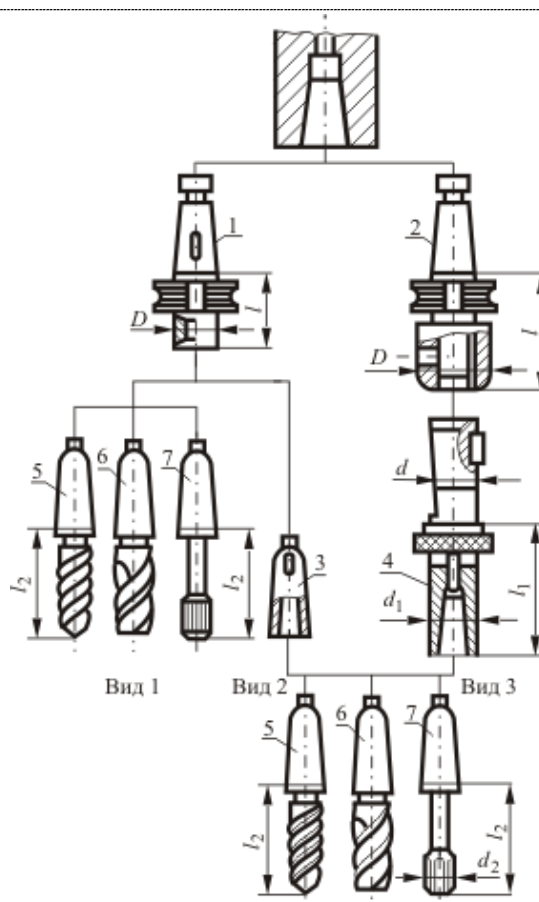


Рисунок 4.1 – Схема комплекта вспомогательного инструмента:

1 – втулка переходная для инструмента с конусом Морзе с лапкой; 2 – державка для регулируемых патронов, втулок и оправок; 3 – втулка переходная для инструмента с коническим хвостовиком; 4 – втулка регулируемая с внутренним конусом Морзе; 5 – сверло; 6 – зенкер; 7 – развертка

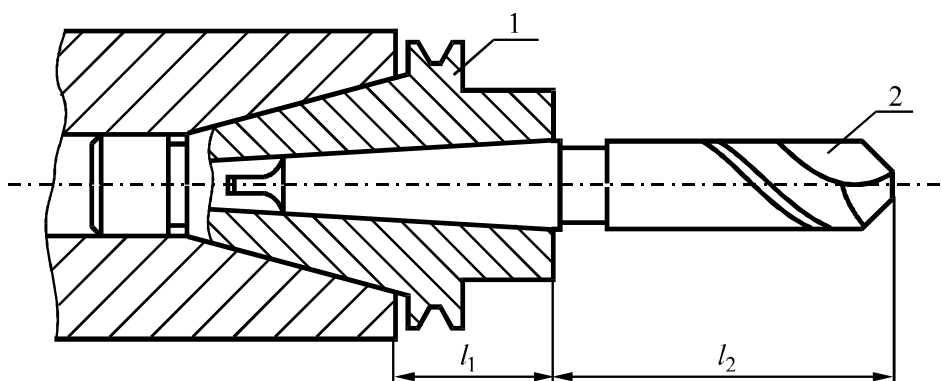


Рисунок 4.2 – Пример крепления сверла на многоцелевом станке:

1 – держатель; 2 – сверло

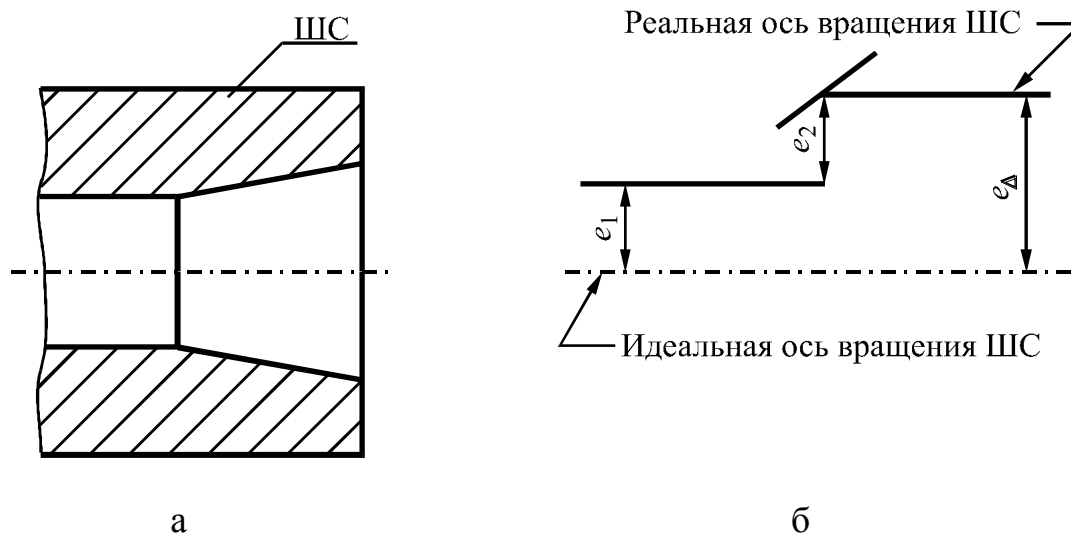


Рисунок 4.3 – Схема размерной цепи погрешностей, влияющих на биение оси вращения шпинделя станка (ШС): а – гнездо ШС для установки инструментальных блоков; б – размерная цепь погрешностей расположения оси ШС

Параллельный перенос оси e_1 зависит от зазоров в подшипниках шпиндельного узла, несоосности осей поверхностей беговых дорожек колец подшипников, а его величина регламентируется паспортом станка.

Перекас оси e_2 связан с несовпадением осей (несоосностью) отверстий в корпусе передней бабки станка. Допустимое значение e_2 приводится в паспорте станка и относится к длине $l_H = 300$ мм (нормированная длина контрольной оправки при аттестации станка).

После установки держателя в шпинделе станка добавляются два вида погрешностей (рис. 4.4):

- e_3 – перекас оси внутренней поверхности с конусом Морзе из-за погрешностей угла наружного конуса держателя. Величина e_3 зависит от типа конуса (7:24) и от точности его изготовления (прил. 10);
- e_4 – параллельный перенос оси конуса Морзе из-за несоосности конических наружной и внутренней поверхностей держателя. Допуск на соосность можно выбрать в пределах 0,005 – 0,04 мм в зависимости от допускаемого биения режущих кромок инструмента.

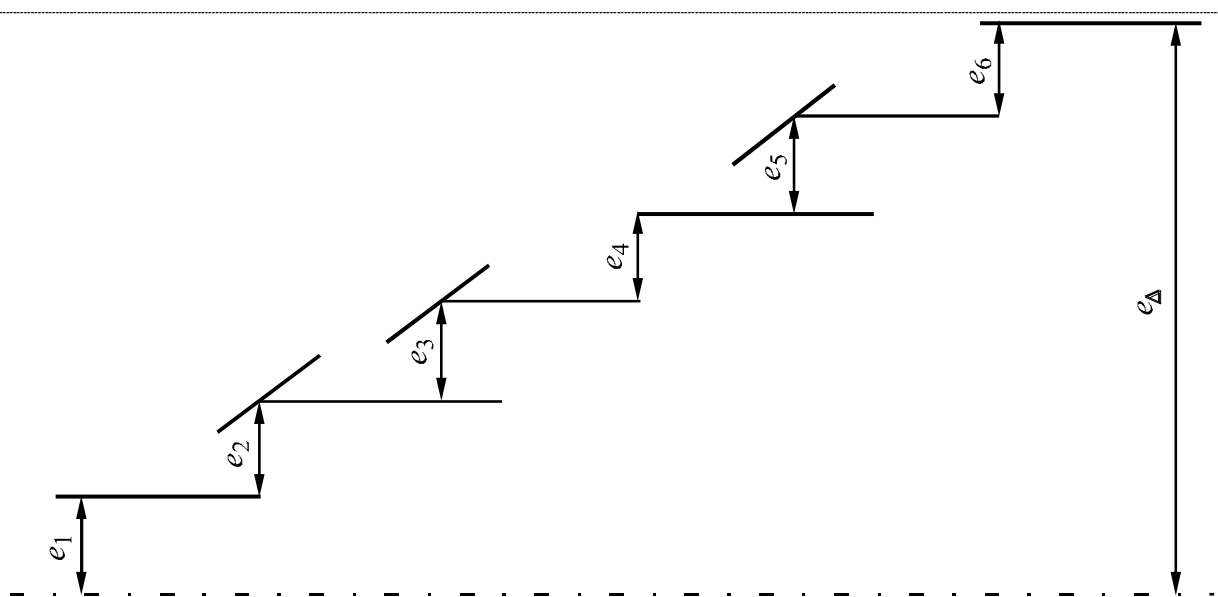


Рисунок 4.4 – Размерная цепь линейных и угловых погрешностей инструментального блока (см. рис. 4.2), установленного в шпинделе

После установки сверла 2 в держателе 1 (см. рис. 4.2) в размерной цепи (см. рис. 4.4) добавляются еще две погрешности:

- e_5 – перекося оси из-за погрешностей угла конуса Морзе при установке сверла в держателе. Величина перекося e_5 принимается в прил. 10 в зависимости от точности изготовления конуса как биение инструмента на вылете 100 мм;
- e_6 – биение режущих кромок инструмента относительно оси собственного хвостовика, которое регламентируется чертежом на сверло.

Общая схема размерной цепи линейных и угловых погрешностей инструментального блока (см. рис. 4.2), установленного в шпинделе, приведена на рис. 4.4.

Уравнение размерной цепи можно записать в общем виде:

$$e_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \xi_i e_i, \quad (4.1)$$

где e_{Δ} – отклонение замыкающего звена (половина допустимого биения режущих кромок инструмента);

e_i – половина биения i -го элемента размерной цепи;

ξ_i – передаточное отношение i -го элемента размерной цепи.

Для составляющих звеньев, связанных с переносом осей, передаточное отношение равно +1, а для звеньев, вызванных перекосом осей, передаточное отношение рассчитывается по формуле (1.35):

$$\xi_i = \frac{\sum_{l=1}^k l_i}{l_H},$$

где l_i – вылет i -го элемента относительно базовой плоскости отсчета;

l_H – длина, на которой контролируется биение l_i по чертежу i -го элемента;

k – количество элементов инструментального блока в пределах длины $\sum l_i$.

Для инструментального блока (см. рис. 4.2) уравнение (4.1) можно записать в следующем виде:

$$e_{\Delta} = e_1 + e_2 \frac{l_1 + l_2}{l_{H2}} + e_3 \frac{l_1 + l_2}{l_{H3}} + e_4 + e_5 \frac{l_1 + l_2}{l_{H5}} + e_6,$$

где $l_{H2} = 300$ мм (паспорт станка);

$l_{H3} = 100$ мм – длина, на которой должно контролироваться биение l_3 при изготовлении держателя;

l_{H5} – длина, на которой нормируется биение режущих кромок инструмента по чертежу.

Если детали инструментального блока изготавливаются партиями на налаженном оборудовании, а образование погрешностей обработки и сборки подчиняется известным законам распределения, то связь между замыкающим звеном и составляющими звеньями можно установить с помощью теории вероятности и математической статистики.

Перекосы и параллельное смещение осей суммируются путем приведения перекосов осей к векторному виду в плоскости замыкающего звена через передаточные отношения:

$$e_{\Delta} = \frac{1}{k_{\Delta}} \sqrt{\sum_1^n (\xi_i e_i k_i)^2}, \quad (4.2.)$$

где n – число элементов инструментального блока и станка, влияющих на точность расположения режущей кромки инструмента;

e_{Δ} – половина допустимого биения режущей части инструмента как замыкающего звена;

k_{Δ} – коэффициент относительного рассеяния замыкающего звена;

e_i – половина допустимого биения i -го элемента размерной цепи;

ξ_i – передаточное отношение i -го звена размерной цепи;

k_i – приведенный коэффициент относительного рассеяния присоединительных поверхностей i -го элемента размерной цепи.

Коэффициент относительного рассеяния

$$k_{\Delta} = 1 + \frac{0,55}{\sum_1^n e_i} \left[\sqrt{\sum_1^n (e_i k_i)^2} - \sqrt{\sum_1^n e_i^2} \right]. \quad (4.3)$$

Значения e_i предварительно определяют по таблицам прил. 10: e_i зависит от формы и точности присоединительной поверхности элементов инструментального блока, включая погрешности шпинделя; k_i зависит от вида обработки и формы присоединительной поверхности элементов инструментального блока (прил. 10).

По формуле 4.3 определяют среднее значение отклонения, которое можно корректировать, исходя из равной сложности обеспечения допусков составляющих звеньев в условиях серийного или крупносерийного производства.

4.2. Пример расчета размерной цепи инструментального блока, установленного в шпинделе

Рассмотрим пример расчета точности размеров базовых (присоединительных) поверхностей деталей инструментального блока, составленного из элементов 2, 4 и 7 инструментальной системы (см. рис. 4.1). Эскиз инструментального блока приведен на рис. 4.5.

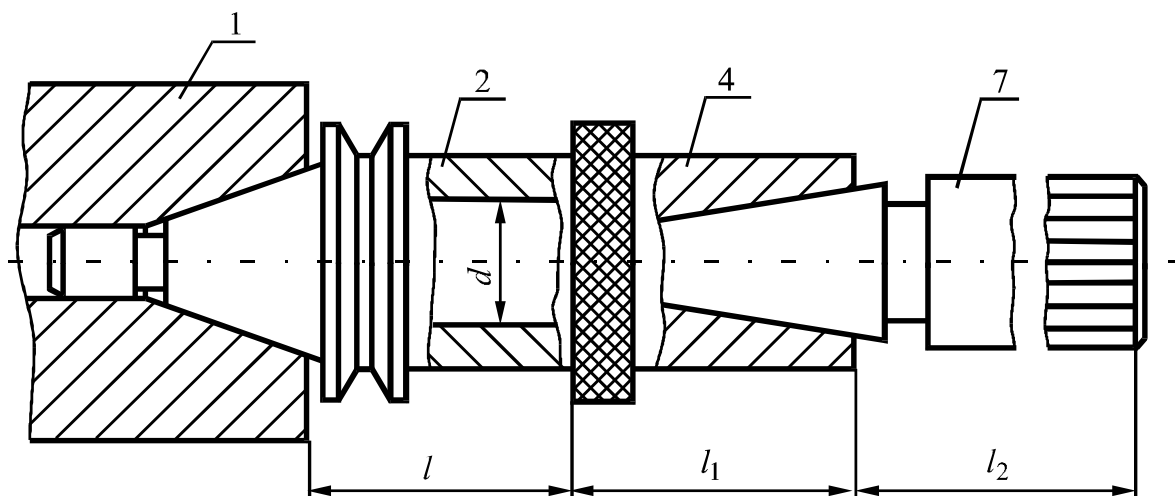


Рисунок 4.5 – Эскиз инструментального блока для установки развертки
в шпинделе многоцелевого станка с ЧПУ: 1 – шпиндель станка;
2 – держатель; 4 – адаптер; 7 – развертка (см. рис. 4.1)

Для сравнения выполним расчет точности размеров базовых поверхностей деталей инструментального блока двумя методами: max-min и вероятностным.

Исходные данные:

1. Станок с ЧПУ класса точности H ($e_1 = 0,004$ мм; $e_2 = 0,0004$ мм на длине $l_H = 300$ мм).

2. Формы присоединительных поверхностей:

гнездо шпинделя станка – 7:24;

держатель;

наружная поверхность – 7:24;

внутренняя поверхность – цилиндрическая поверхность $d = 32$ мм;

адаптер – конус Морзе 3;

сверло – конус Морзе 3.

3. Вылет элементов инструментального блока: $l = 110$ мм; $l_1 = 120$ мм; $l_3 = 85$ мм.

4. Финишные операции обработки присоединительных поверхностей: шлифование наружное и внутреннее.

5. Коэффициент k_i относительного рассеяния (прил. 10), который выбираем с учетом формы присоединительной поверхности, конусности и вида обработки (табл. 4.1).

6. Допустимое биение режущих кромок развертки после установки инструментального блока в шпиндель $[e_\Delta] = 0,062$ мм (прил. 10).

На рис. 4.6 представлена схема размерной цепи инструментального блока (см. рис. 4.5), установленного в шпинделе. Геометрическое содержание погрешностей, образующих размерную цепь инструментального блока, приведено в табл. 4.1.

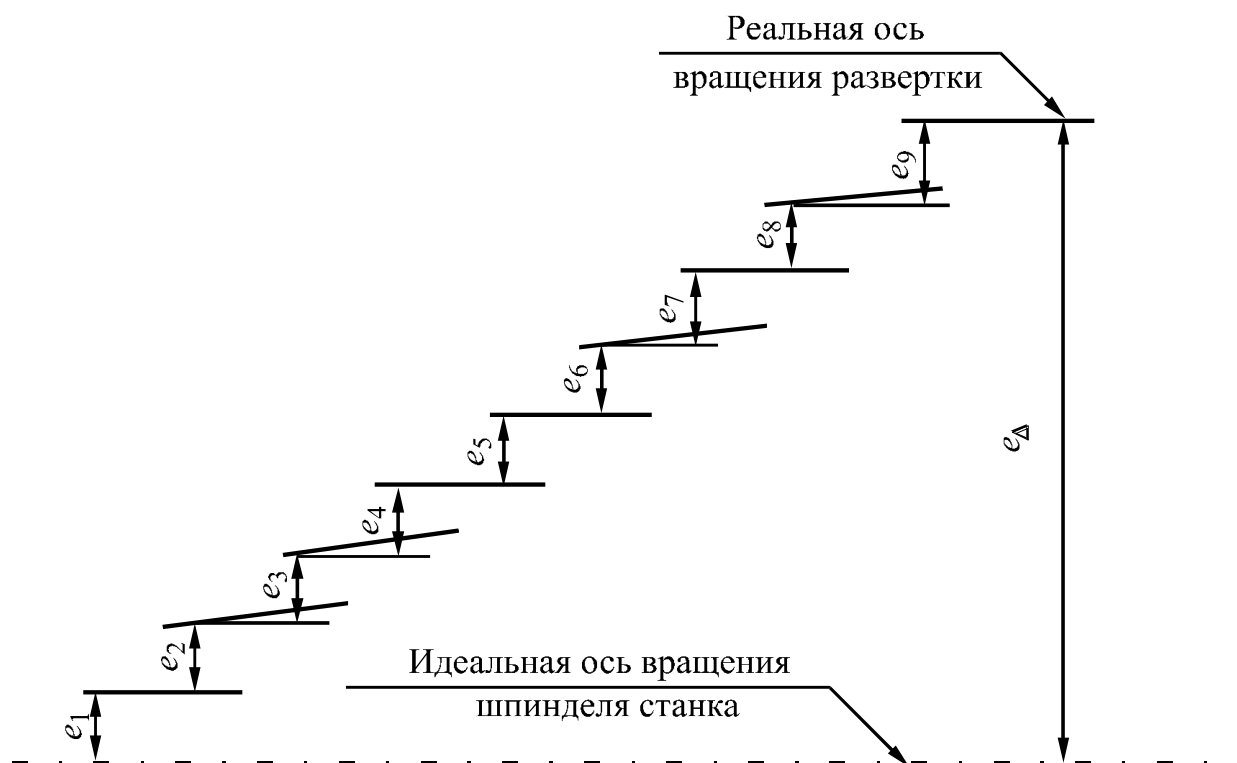


Рисунок 4.6 – Схема размерной цепи погрешностей элементов инструментального блока (см. рис. 4.5), установленного в шпинделе

Таблица 4.1 – Погрешности (см. рис. 4.6) расположения осей симметрии деталей инструментального блока, установленного в шпинделе (см. рис. 4.5)

Деталь в размерной цепи (см. рис. 4.6)	Геометрическое содержание и тип погрешности	e_i	ξ_i	k_i	Допуск погрешности, мкм	
					1*	2*
Шпиндель станка (1)	Биение конического отверстия шпинделя. Погрешность векторная	e_1	1,0	1,17	4	4
	Биение шпинделя от перекоса оси в подшипниках. Погрешность угловая	e_2	1,05	1,1	0,1	0,1
Держатель (2)	Биение держателя от перекоса в гнезде шпинделя. Конус 7:24. Погрешность угловая	e_3	3,15	1,51	1,3	2,5
	Биения отверстия держателя из-за несоосности конической и цилиндрической поверхностей. Погрешность векторная	e_4	1,0	1,09	5	20
Адаптер (4)	Биение адаптера от радиального смещения хвостовика в пределах зазора посадки по «d». Погрешность векторная	e_5	1,0	1,09	13,5	21
	Биение адаптера от перекоса в цилиндрическом отверстии гнез- да держателя. Погрешность угловая	e_6	2,05	1,09	1,6	2,5
	Биение конического отверстия от несоосности конической и цилиндрической поверхностей. Погрешность векторная	e_7	1,0	1,17	10	20
Режущий инструмент (7)	Биение сверла от перекоса в гнезде адаптера. Конус Морзе. Погрешность угловая	e_8	0,85	1,17	7,5	7,5
	Биение режущих кромок развертки относительно оси соб- ственного хвостовика. Погрешность векторная	e_9	1,0	1,09	10	20

Примечание: 1* – рассчитано методом max-min;

2* – рассчитано теоретико-вероятностным методом.

4.2.1. Расчет размерной цепи методом max-min

При расчете размерной цепи методом max-min должно быть выполнено условие (4.1).

Запишем уравнение (4.1) сборочной размерной цепи инструментального блока, установленного в шпинделе (см. рис. 4.5):

$$e_{\Delta} = \xi_1 e_1 + \xi_2 e_2 + \xi_3 e_3 + \xi_4 e_4 + \xi_5 e_5 + \xi_6 e_6 + \xi_7 e_7 + \xi_8 e_8 + \xi_9 e_9,$$

где $\xi_1 = \xi_4 = \xi_5 = \xi_7 = \xi_9 = 1$;

$$\xi_2 = \frac{l + l_1 + l_2}{l_{n_2}}; \xi_3 = \frac{l + l_1 + l_2}{l_{n_3}}; \xi_6 = \frac{l_1 + l_2}{l_{n_6}}; \xi_8 = \frac{l_2}{l_{n_8}} \quad (\text{см. табл. 4.1});$$

$$l_{n_2} = 300 \text{ мм};$$

$$l_{n_3} = l_{n_6} = l_{n_8} = 100 \text{ мм}.$$

Значения погрешностей e_1 и e_2 являются исходными данными и выбираются из паспортных данных станка с ЧПУ (см. «Исходные данные»).

Величину погрешностей $e_3, e_4, e_5, \dots, e_9$ назначаем предварительно из прил. 10, задавшись точностью изготовления присоединительных поверхностей деталей, входящих в инструментальный блок (табл. 4.2).

Принятые значения погрешностей $e_3, e_4, e_5, \dots, e_9$ записываем в табл. 4.1, 4.2 и 4.3.

Таблица 4.2 – Точность присоединительных поверхностей деталей, входящих в инструментальный блок (см. рис. 4.5)

Деталь	Поверхность	Квалитет		Отклонение e_i , мкм	
		1*	2*	max-min	теоретико-вероятностный
Держатель	Конус 7:24	AT6	AT7	$e_3 = 1,3$	$e_3 = 2,5$
	Цилиндрическая $\varnothing 40$	H6	H7	ES=+16 EI=0	ES=+25 EI=0
Адаптер	Конус Морзе	AT6	AT7	$e_8 = 5,7$	$e_8 = 7,5$
	Цилиндрическая $\varnothing 40$	h5	h6	es=0 ei=-11	es=0 ei=-16
Развертка	Конус Морзе	AT7	AT7	$e_8 = 7,5$	$e_8 = 7,5$

Примечание: 1* – рассчитано методом max-min;

2* – рассчитано теоретико-вероятностным методом.

Таблица 4.3 – Допускаемые отклонения расположения поверхностей (осей) деталей инструментального блока

Деталь	Наименование отклонений	Отклонение e_i , мкм	
		max-min	теоретико-вероятностный
Держатель	Несоосность конической и цилиндрической поверхностей	$e_4 = 10$	$e_4 = 20$
Адаптер	Конус Морзе. Цилиндрическая $\varnothing 40$	$e_7 = 10$	$e_7 = 20$
Соединение: держатель–адаптер	Смещение оси хвостовика адаптера относительно оси гнезда держателя (посадка)	$\frac{H6}{h5}$ $e_5 = 13,5$	$\frac{H7}{h6}$ $e_5 = 21$
	Перекося адаптера в гнезде держателя	$e_6 = 1,6$	$e_6 = 2,5$
Развертка	Биение режущих кромок	$e_9 = 10$	$e_9 = 20$

Определим по формуле (4.3) величину замыкающего звена e_Δ , мкм:

$$e_\Delta = 1 \cdot 4 + 1,05 \cdot 0,1 + 3,5 \cdot 1,3 + 1 \cdot 5 + 1 \cdot 13,5 + 2,05 \cdot 1,6 + 1 \cdot 10 + 0,85 \cdot 5,5 + 1 \cdot 10 = 61,11.$$

Результаты расчета показывают, что точность деталей, входящих в инструментальный блок (см. табл. 4.1, 4.2 и 4.3), подобрана правильно, так как удовлетворяется условие (4.1):

$$61,5 < 62,0 \quad (e_\Delta \leq [e_\Delta]).$$

Для сравнения методов сборки решим эту же задачу вероятностным методом.

Допустим, что в нашем примере риск $P = 0,27 \%$, при котором $k_\Delta = 1$, экономически оправдан. Коэффициенты k_i по величине приведены в табл. 4.1 (исходные данные).

Чтобы ускорить подбор погрешностей $e_3, e_4, e_5, \dots, e_9$ (мкм) при расчете размерной цепи вероятностным методом, рекомендуется погрешности, рассчитанные вероятностным методом, увеличить в два раза:

$$e_3 = 2,5; e_4 = 5; e_5 = 41; e_6 = 2,15; e_7 = 20; e_8 = 7,5; e_9 = 20 \text{ мкм.}$$

Правильность подбора допусков e_Δ (мкм) проверяем по формуле (4.2)

$$e_\Delta = \frac{1}{k_\Delta} \sqrt{\sum (\xi_i e_i k_i)^2}.$$

Значения ξ_i и k_i приведены в табл. 4.1.

Тогда

$$e_{\Delta} = \frac{1}{1} \sqrt{(1 \cdot 1,7 \cdot 4)^2 + (1,05 \cdot 1,1 \cdot 0,1)^2 + (3,15 \cdot 1,51 \cdot 2,5)^2 + (1 \cdot 1,09 \cdot 20)^2 + (1 \cdot 1,09 \cdot 21)^2 + (2,05 \cdot 1,09 \cdot 2,5)^2 + (1 \cdot 1,17 \cdot 20)^2 + (0,85 \cdot 1,17 \cdot 7,5)^2 + (1 \cdot 1,09 \cdot 19)^2} \approx 44,11 \text{ мкм.}$$

Сопоставление расчетного $e_{\Delta} = 44,11$ мкм с допускаемым значением $[e_{\Delta}] = 62$ мкм показывает, что допуски, назначенные на составляющие звенья, гарантируют точность замыкающего звена.

Запас по точности замыкающего звена допускает возможность увеличить допускаемую несоосность от 14 до 40 мкм. В этом случае расчетное значение e_{Δ} составляет 58 мкм, что меньше допускаемого значения $[e_{\Delta}]$.

Для сравнения методов расчета запишем точность и допуски в табл. 4.2 и 4.3 по каждому из них.

Сравнение методов позволяет сделать вывод о том, что если детали инструментального блока будут изготавливаться партиями на отлаженном оборудовании, то допуски на размеры могут быть расширены: по отклонениям расположения – в два раза; по точности конических поверхностей – на одну степень точности; на цилиндрическую поверхность – на один квалитет. Расширенные поля допусков на изготовление деталей инструментального блока снижают сложность изготовления инструментальных систем для станков с ЧПУ.

В прил. 7, 8 и 9 даны варианты исходных данных к выбору варианта задания к задаче «Расчет точности размеров деталей инструментального блока для многоцелевых станков».

Глава 5

РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ РЕДУКТОРОВ

Допуски и предельные отклонения размеров поверхностей деталей сборочных единиц редукторов не могут проставляться произвольно. Их величина должна определяться расчётом при размерном анализе сборочных размерных цепей с учетом комплексных показателей точности передач, радиального зазора в подшипниках качения, метода сборки и т. д.

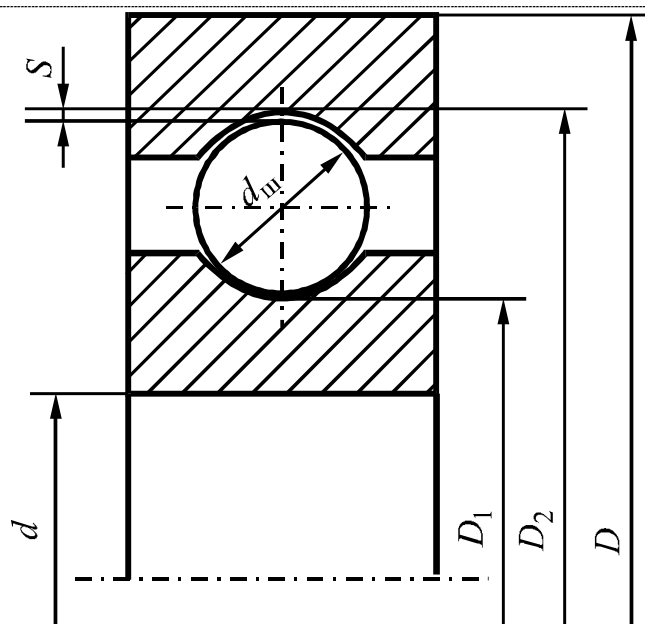
Расчёт точности деталей и размерный анализ узлов редуктора должен начинаться с формулировки задачи проектирования и с определения исходных звеньев сборочных размерных цепей. Затем устанавливаются составляющие звенья сборочных размерных цепей. Особенности расчёта размерных цепей зависят от выбранного метода расчёта и метода сборки.

5.1. Радиальный зазор и осевая игра в подшипниках

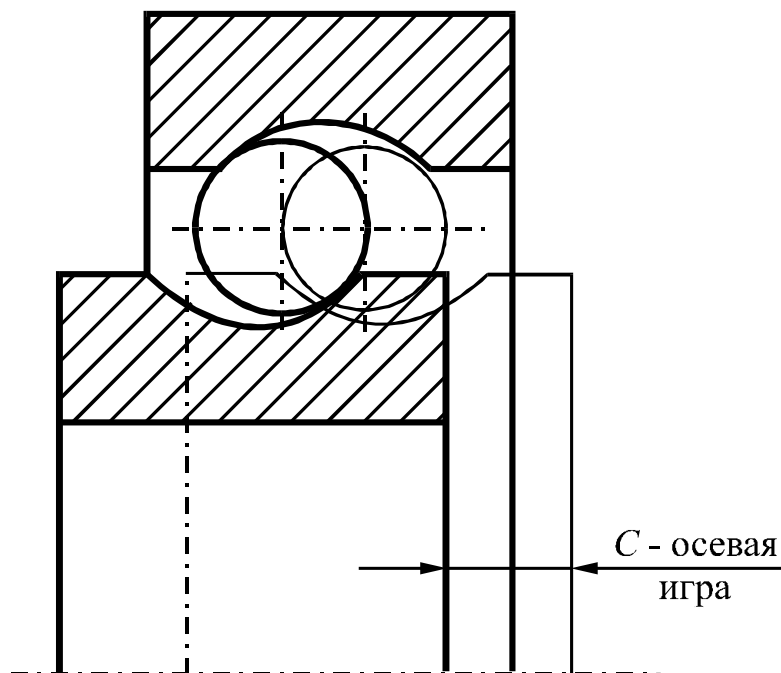
Радиальный зазор является одним из исходных звеньев и ставит задачу проектирования точности размеров между поверхностями деталей, входящих в сборочные единицы вала шестерни, вала колеса или червяка.

Радиальный зазор S (рис. 5.1 а), как расстояние между беговыми дорожками и телами качения, обуславливает свободу взаимного перемещения колец относительно друг друга в радиальном и осевом направлениях.

Осевая игра C (рис. 5.1 б) – это величина полного осевого перемещения кольца подшипника из одного крайнего положения в другое при неподвижном парном кольце. Величина радиального зазора и осевая игра в подшипнике определяется с учётом эксплуатационных характеристик опор, условий монтажа и регулирования подшипников.



а



б

Рисунок 5.1 – Радиальный зазор S (а) и осевая игра C (б) в радиальном шарикоподшипнике

При сборке узла вала редуктора или других изделий необходимо обеспечить требуемую осевую игру, при которой в подшипнике сохраняется в известных пределах гарантированный радиальный зазор. Таким образом, осевая игра является замыкающим (исходным) звеном в сборочной размерной цепи и ставит задачу проектирования точности размеров деталей, входящих в сборочные единицы редуктора.

Между радиальным зазором S и осевой игрой C подшипника имеется зависимость

$$C = 2\sqrt{(2r - d_{\text{ш}})S}, \quad (5.1)$$

где r – радиус желоба;

$d_{\text{ш}}$ – диаметр шарика.

Для радиальных однорядных шариковых подшипников осевая игра при известном радиальном зазоре может определяться по номограмме (прил. 6).

Радиальный зазор S влияет на осевую игру, а, следовательно, на радиальное биение оси вала при вращении и на осевое смещение торцевых поверхностей вала. При сборке имеется возможность регулирования пределов осевой игры за счёт, например, простановки прокладок–компенсаторов между торцом крышки и поверхностью корпуса или стакана (рис. 5.3 а). Количество и размеры прокладок устанавливают при расчёте сборочных размерных цепей. Таким образом, с помощью компенсаторов, размеры которых установлены на стадии проектирования, можно регулировать осевую игру и радиальный зазор при сборке. Это позволяет обеспечить рациональные характеристики эксплуатации подшипника и требуемую точность расположения оси вала при вращении относительно базовых поверхностей корпуса изделия.

Следует различать осевую игру в нерегулируемых и регулируемых подшипниках.

Радиальный зазор в нерегулируемом подшипнике может быть в трёх состояниях:

1) начальный $S_{\text{н}}$ (в состоянии поставки) – до установки подшипника на вал и в корпус;

2) посадочный (монтажный) – после установки подшипника в изделие. При установке подшипника с заданными посадками на вал и в корпус зазор уменьшается, сохраняя некоторое значение $S_{\Pi} > 0$, или образуется натяг $S_{\Pi} < 0$;

3) рабочий (эксплуатационный) зазор S_p , который образуется под рабочей нагрузкой при установившемся температурном режиме в подшипниковом узле. Изменение зазора подшипника зависит от рабочей температуры вала и корпуса и других условий.

Начальный (исходный) зазор S_H в подшипнике

$$S_H = D_2 - (D_1 + 2d_{\text{ш}}). \quad (5.2)$$

Установка подшипника качения на вал и в корпус сопровождается деформацией колец и уменьшением зазора S . При напрессовке подшипника на вал внутреннее кольцо деформируется с увеличением диаметра D_1 :

$$\Delta D_1 = S_H - S_1 = D'_1 - D_1, \quad (5.3)$$

где S_1 – зазор в подшипнике после запрессовки на вал.

D_1 – диаметр беговой дорожки подшипника после запрессовки на вал;

$$S_1 = D_2 - (D'_1 + 2d_{\text{ш}}). \quad (5.4)$$

После запрессовки подшипника в корпус

$$S'_1 = D'_2 - (D_1 + 2d_{\text{ш}}), \quad (5.5)$$

где D'_2 – диаметр беговой дорожки наружного кольца после запрессовки подшипника в корпус.

Тогда

$$\Delta D_1 = \frac{0,8NdK}{d + 5,85(1 - K^2)}, \quad (5.6)$$

где N – натяг по цилиндрической поверхности вала;

$$K = \frac{d}{d_{\Pi}};$$

d_{Π} – диаметр приведенного внутреннего кольца подшипника.

В зависимости от действительного натяга N_d на сопрягаемых посадочных поверхностях исходный зазор в подшипнике уменьшается в следующих пропорциях:

0,8 от N_d – при установке подшипника на вал;

0,8 от N_d – при установке подшипника в корпус.

Как неблагоприятный случай – тела качения могут быть заклинены. Монтажный зазор S_M всегда меньше исходного зазора, а рабочий зазор S_p может уменьшаться или увеличиваться под действием перепада температур и увеличиваться под действием приложенной нагрузки.

Рассмотренная выше связь между радиальным зазором в различных состояниях справедлива лишь для нерегулируемых подшипников и не относится к подшипникам, у которых величина радиального зазора и осевой игры регулируется при сборке узла.

Размеры исходных (в состоянии поставки) радиальных зазоров и осевой игры радиальных и радиально-упорных подшипников приведены в табл. П1.15–П1.18.

Осевая игра в нерегулируемых подшипниках представляет собой замыкающее (исходное) звено сборочной размерной цепи с номинальным размером, равным нулю, и предельными отклонениями, приведенными в табл. П1.14–П1.18 для различных типов подшипников. Подшипники, предназначенные для нормальных условий эксплуатации, должны иметь радиальный зазор и осевую игру, соответствующие основному ряду.

Зависимость между радиальным зазором и осевой игрой в конических роликоподшипниках можно представить схемой (рис. 5.2).

Здесь:

$$\lambda = S \cos \alpha = 2C \sin \alpha; \quad (5.7)$$

$$S = 2C \operatorname{tg} \alpha. \quad (5.8)$$

Требуемые зазоры в коническом роликоподшипнике регулируют различными способами (рис. 5.3) в зависимости от конструкции узла установки подшипника в изделии.

В зависимости от конструкции узла имеются свои особенности регулирования зазора в конических роликоподшипниках.

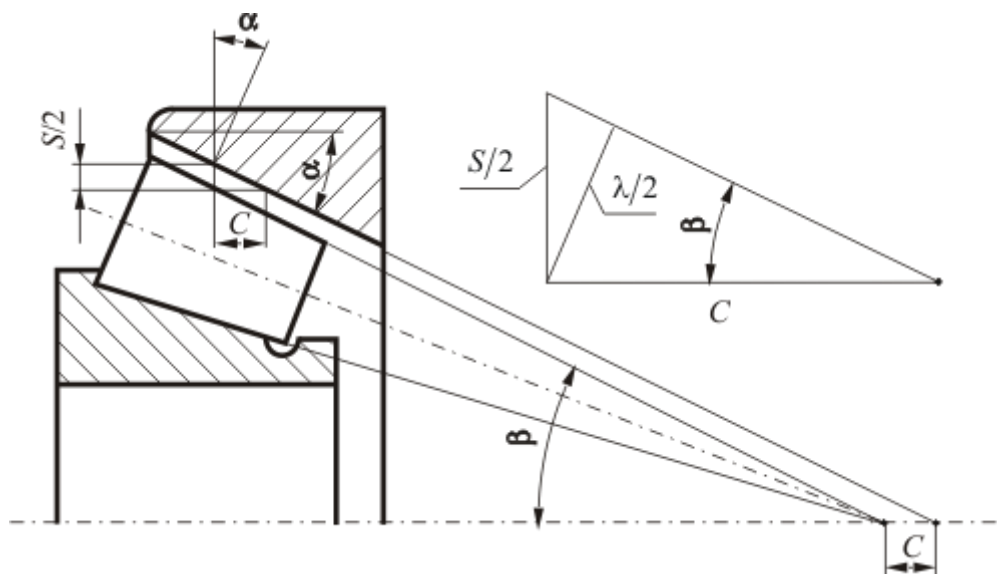


Рисунок 5.2 – Зависимость между радиальным зазором S , зазором на линии давления λ и осевой игрой C в коническом роликоподшипнике

Требуемый зазор по способу (см. рис. 5.3 а) регулируют в такой последовательности.

1. Поставить в узел при сборке крышку без прокладок.
2. Затягивать винты (креплёжные) до тех пор, пока вал будет проворачиваться очень туго.
3. Измерить щупом зазор Δ между торцом крышки и торцом корпуса.
4. Определить расчётом требуемую толщину прокладок h_{ϕ} :

$$h_{\phi} = \Delta + C, \quad (5.9)$$

где C – осевая игра подшипника, определённая по табл. П1.14–П1.18;

Δ – зазор, измеренный с помощью щупа между торцами крышки и корпуса при закрученных крепёжных винтах;

h_{ϕ} – требуемая (фактическая) толщина набора прокладок, гарантирующая осевой (радиальный) зазор в подшипнике после сборки сборочной единицы вала. Количество и размеры прокладок в наборе, с помощью которых регулируют осевую игру в подшипнике при сборке, устанавливают при расчёте сборочных размерных цепей.

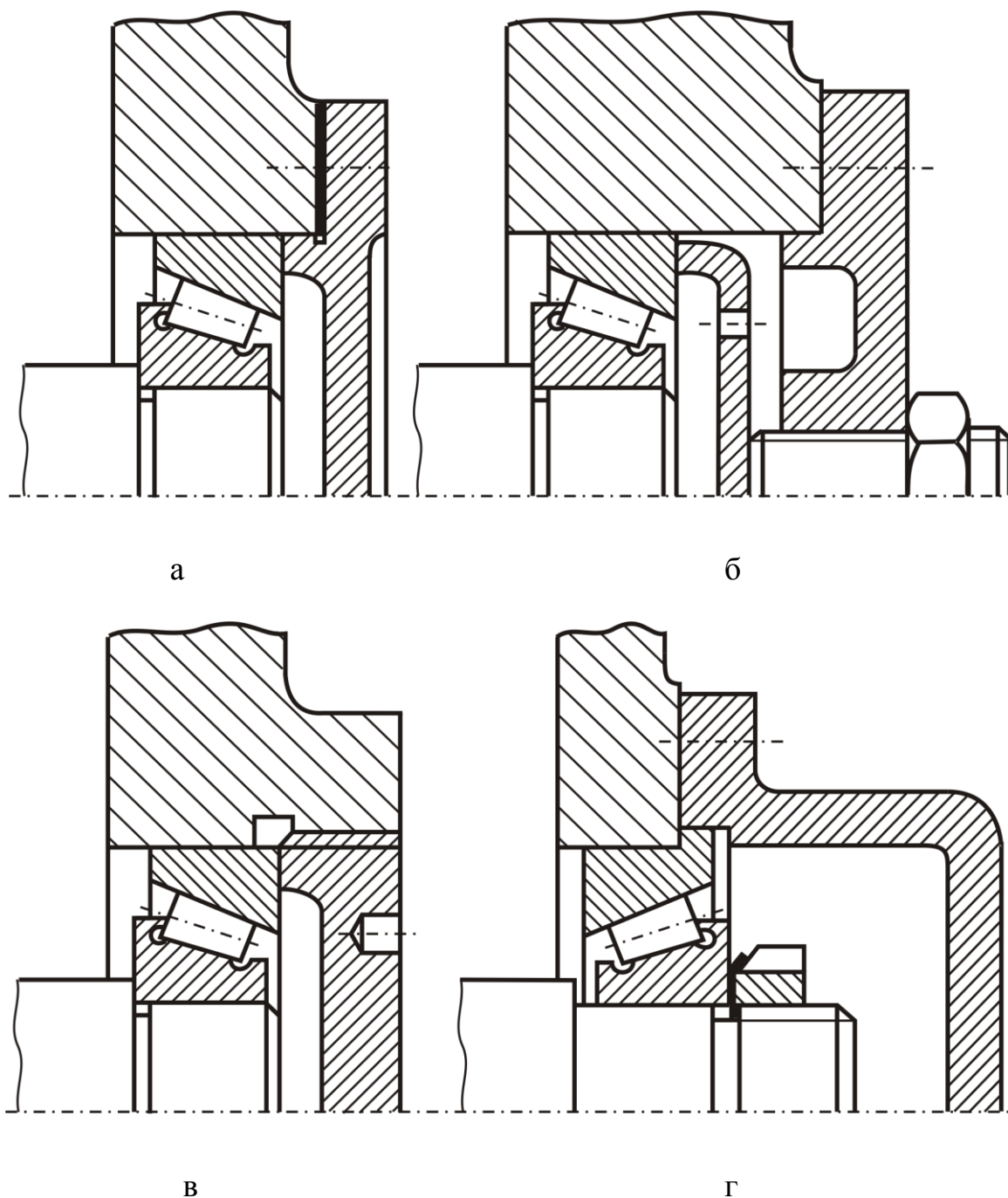


Рисунок 5.3 – Способы регулирования зазора в конических роликоподшипниках:
а – установкой компенсирующих прокладок или подрезкой торца; б – винтом через дистанционную шайбу; в – установкой заглушки; г – гайкой со стопорной шайбой или гайкой с контргайкой – для случая применения роликовых конических однорядных подшипников с упорным буртиком на наружном кольце (ГОСТ 3169-71)

Если прокладки изготовлены из бумаги, то толщина $h_{\text{ф}}$ прокладок должна быть на $0,02 \div 0,03$ мм больше расчётной, что необходимо для учёта сжатия прокладок.

При регулировании осевого зазора C винтом (б), заглушкой (в) или гайкой (г) конический роликоподшипник затягивают до тугого провёртывания вала, а затем отворачивают винт (гайку, заглушку) на угол

$$\varphi = \frac{C}{p} \cdot 360^\circ, \quad (5.10)$$

где C – осевая игра конического роликоподшипника;

p – шаг резьбы.

Величина осевой затяжки подшипника зависит от момента затяжки, который находят до сборки опытным путём по известным методикам для конкретного типа роликоподшипника. Момент затяжки регулируют динамометрическими ключами.

5.2. Размерные цепи цилиндрического редуктора

На рис. 5.4 приведена компоновка сборочных единиц вала колеса и вала шестерни цилиндрического одноступенчатого редуктора.

Опорами валов в передаче являются радиальные подшипники качения, установленные в отверстиях составного корпуса.

Наиболее общим случаем является конструктивное исполнение, когда подшипники качения устанавливают в переходных втулках (стаканах).

Точность расположения осей посадочных отверстий в корпусе редуктора и осевых размеров поверхностей деталей сборочных единиц вала шестерни и вала колеса получают путём расчёта сборочных размерных цепей.

Размерный анализ редуктора начинают с выявления исходных (замыкающих) звеньев и сборочных размерных цепей.

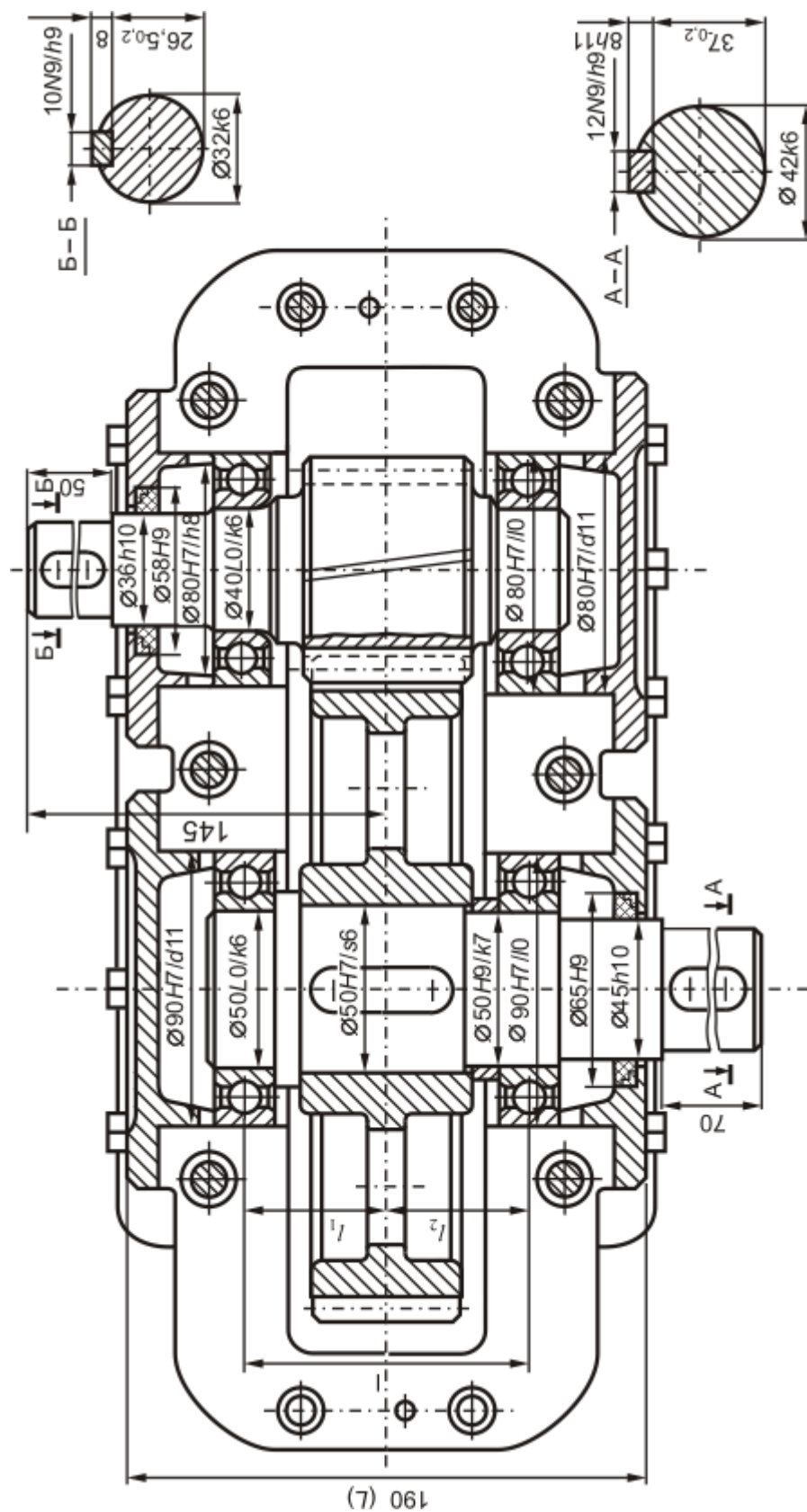


Рисунок 5.4 — Одноступенчатый цилиндрический редуктор.

Технические требования: 1) зазоры в зацеплении и пятно контакта по степени точности 8-В ГОСТ 1643-81; 2) редуктор обкатать без нагрузки в течение двух часов; 3) сборку, приемку, окраску и консервацию редуктора производить по заводским техническим условиям.

Техническая характеристика: мощность на тихоходном валу $N = 2,1$ кВт; крутящий момент на тихоходном валу $T = 68,6$ Н·м; частота вращения быстроходного вала $n = 935$ мин⁻¹; передаточное число $u = 3,2$

5.2.1. Решаемые задачи, исходные звенья и размерные цепи

Нормы точности цилиндрических зубчатых передач устанавливаются стандартом ГОСТ 1643-81. Точность размеров деталей и сборка узлов вала зубчатого колеса и шестерни должны гарантировать следующие показатели (рис. 5.5):

- 1) точность межосевого расстояния с допуском $T_a = 2|f_a|$;
- 2) точность по перекосу осей с допуском на перекося осей f_y ;
- 3) точность по параллельности осей с допуском параллельности осей f_x .

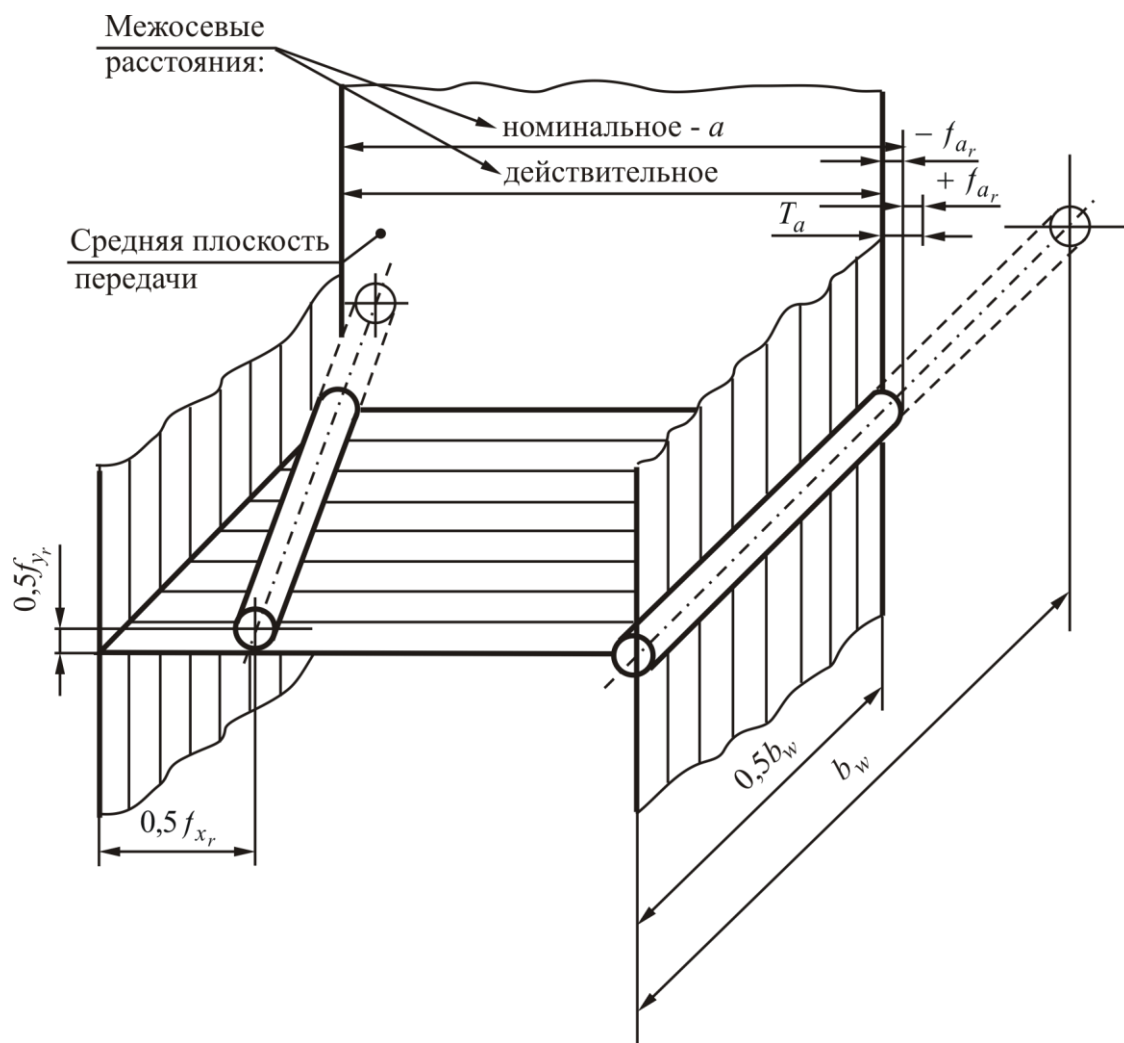


Рисунок 5.5 – Погрешности, влияющие на полноту контакта и боковой зазор в передаче

Точность размеров деталей узла вала колеса и вала шестерни при сборке должны обеспечить осевой зазор в подшипниках опор валов в заданных пределах.

Показатели точности цилиндрической зубчатой передачи ставят задачу расчёта точности размеров деталей, входящих в узлы вала колеса и вала шестерни.

Замыкающими звеньями сборочных размерных цепей цилиндрического редуктора являются показатели нормы бокового зазора и нормы контакта.

1. Расстояние a между осями вращения валов в средней торцевой плоскости передачи. Межосевое расстояние ограничивается верхним ($+f_{a_r}$) и нижним ($-f_{a_r}$) предельными отклонениями. Допуск T_a равен $2|f_a|$. Предельные отклонения $\pm f_{a_r}$ выбирают из табл. П1.7 в зависимости от межосевого расстояния a и вида сопряжения.

2. Отклонения от параллельности проекции рабочих осей f_{x_r} зубчатых колёс в передаче на плоскость, в которой лежит одна из осей и точка второй оси в средней плоскости передачи. Величина f_{x_r} задаётся в торцевой плоскости в линейных единицах на длине, равной ширине зубчатого венца. Отклонение f_{x_r} ограничивается допуском параллельности осей f_x , который выбирают в табл. П1.8 в зависимости от ширины зубчатого колеса и степени точности.

3. Перекос осей f_{y_r} . Это отклонение от параллельности проекции рабочих осей зубчатых колёс в передаче на плоскость, параллельную одной из осей и перпендикулярную плоскости, в которой лежит эта ось, и точка пересечения второй оси со средней плоскостью передачи. Перекос осей f_{y_r} определяется в торцевой плоскости в линейных единицах на длине, равной ширине зубчатого венца, и ограничен допуском на перекос осей f_y (см. табл. П1.8).

4. Точность и надёжность цилиндрической передачи зависит также от радиального зазора S (см. рис. 5.1) между телами качения и беговыми дорожками колец подшипника. Для удобства расчёта радиальный зазор пере-

считывают в осевой зазор, который относят к расстоянию H_{Δ} (см. рис. 5.3) между торцом крышки и торцом наружного кольца подшипника.

На рис. 5.6 даны схемы размерных цепей одноступенчатого редуктора, в которых исходными звеньями являются показатели норм контакта и бокового зазора в подаче f_{a_r} , f_{x_r} , f_{y_r} .

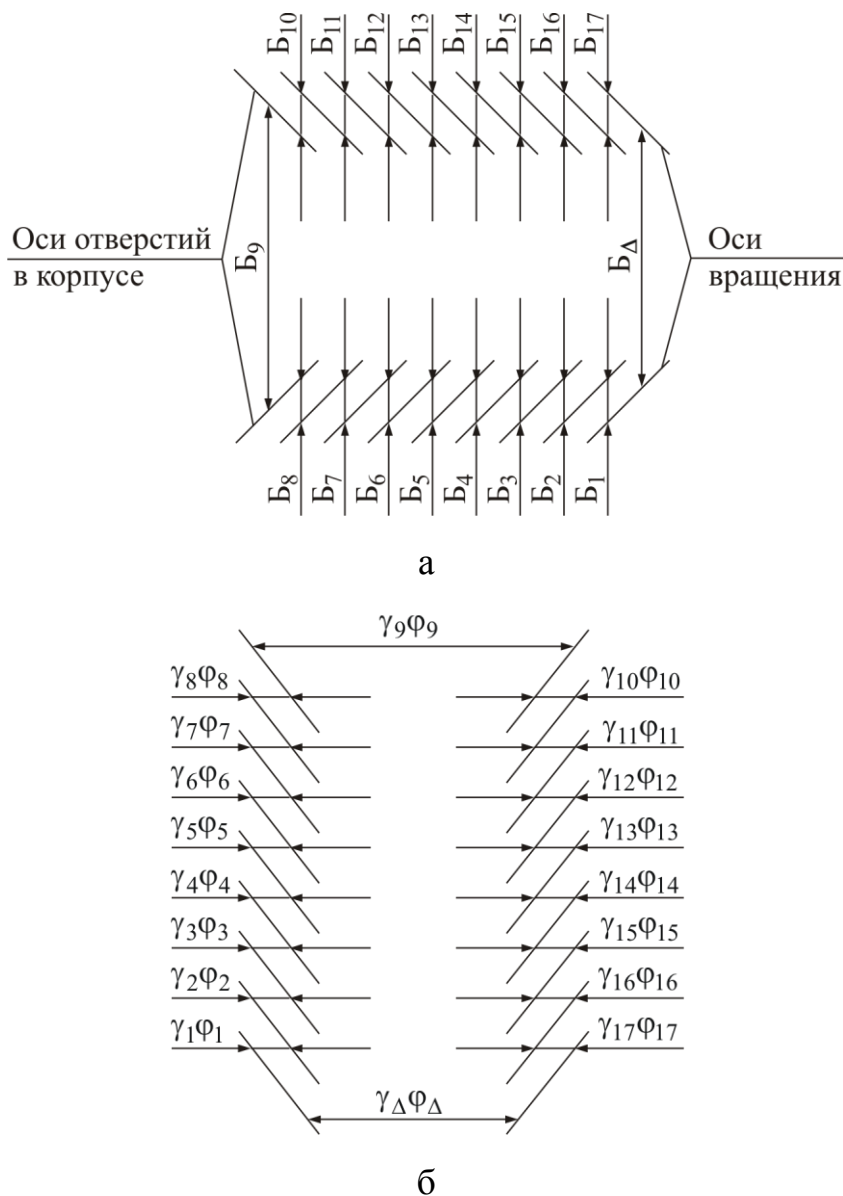


Рисунок 5.6 – Схема сборочных размерных цепей одноступенчатого редуктора:

а – размерная цепь Б с замыкающим звеном f_{a_r} (B_{Δ}); б – размерная цепь γ с замыкающим звеном перекоса осей f_{y_r} (γ_{Δ}); размерная цепь ϕ с замыкающим звеном параллельности осей вращения валов f_{x_r} (Φ_{Δ})

Информация о составляющих звеньев размерной цепи Б (см. рис. 5.6 а) приведена в табл. 5.1.

Таблица 5.1 – Геометрическое содержание составляющих звеньев сборочной размерной цепи Б (см. рис. 5.6 а)

Геометрические параметры	Деталь редуктора	Обозначение составляющих звеньев
Несоосность беговых дорожек наружного кольца	Подшипники вала колеса	Б ₁ , Б ₅
	Подшипники вала шестерни	Б ₁₀ , Б ₁₄
Смещение центров дорожек качения внутренних колец от радиальных зазоров	Подшипники вала колеса	Б ₃ , Б ₇
	Подшипники вала шестерни	Б ₁₂ , Б ₁₆
Смещение осей наружных колец подшипника от зазора в соединении по посадочной поверхности	Корпус (стакан)–кольцо подшипника вала колеса	Б ₂ , Б ₆
	Корпус (стакан)–кольцо подшипника вала шестерни	Б ₁₁ , Б ₁₅
Отклонение оси соосности наружных и внутренних цилиндрических поверхностей втулок (стаканов)	Стакан вала колеса	Б ₄ , Б ₈
	Стакан вала шестерни	Б ₁₃ , Б ₁₇
Расстояние между осями посадочных поверхностей	Корпус редуктора	Б ₉

Примечание:

1. Если подшипники установлены непосредственно в корпусе (стаканы отсутствуют), то составляющие звенья Б₄, Б₈, Б₁₃ и Б₁₇ не включаются в сборочную размерную цепь.

2. При наличии осевых сил зазоры в самих подшипниках с той или другой стороны вала выбираются, и следовательно, размеры Б₃ и Б₁₂ или Б₇ и Б₁₆ из размерной цепи исключаются. Звенья Б₂, Б₆, Б₁₁, Б₁₅, а также Б₃ и Б₁₂ или Б₇ и Б₁₆ относятся к сопряжениям с зазорами, полностью выбираются в определённом направлении действующими на опоры валов силами.

Передаточные отношения составляющих звеньев сборочной размерной цепи (см. рис. 5.6 а) редуктора (см. рис. 5.4) имеют следующие значения:

$$\xi_9 = 1,0;$$

$$\xi_1 = \xi_4 = \xi_{14} = \xi_{17} = \frac{l_1}{l};$$

$$\xi_5 = \xi_8 = \xi_{10} = \xi_{13} = \frac{l_2}{l};$$

$$\xi_2 = \xi_3 = \frac{l_1}{l} \cos \beta_1;$$

$$\xi_6 = \xi_7 = \frac{l_2}{l} \cos \beta_2;$$

$$\xi_{11} = \xi_{12} = \frac{l_2}{l} \cos \beta_3;$$

$$\xi_{15} = \xi_{16} = \frac{l_1}{l} \cos \beta_4.$$

Расстояния l_1 и l_2 от опор до середины венцов зубчатых колёс и расстояние l между опорами вала показаны на рис. 5.4. $\beta_1 \div \beta_4$ — углы между направлениями сил, действующих на опоры, и плоскостью, в которой расположены оси валов.

Несоосность наружных колец подшипников (звенья B_1, B_5, B_{10} и B_{14}) принимают в пределах 0,01–0,04 мм.

Предельные отклонения ES, EI, es и ei (рис. 5.7) на составляющие звенья B_2, B_6, B_{11} и B_{15} принимают по стандартам ГОСТ 25347-82 и ГОСТ 3325-85.

Предельные отклонения составляющих звеньев B_3, B_7, B_{12} и B_{16} принимают в зависимости от пределов колебания радиального зазора S (см. рис. 5.1) после монтажа подшипника.

Предельные отклонения составляющих звеньев B_4, B_8, B_9 и B_{17} зависят от соосности внешнего цилиндра и посадочного отверстия стакана. Допуск соосности задают примерно равным $0,3T_a$ ($T_a = +f_a - (-f_a) = 2|f_a|$). T — допуск межосевого расстояния в передаче.

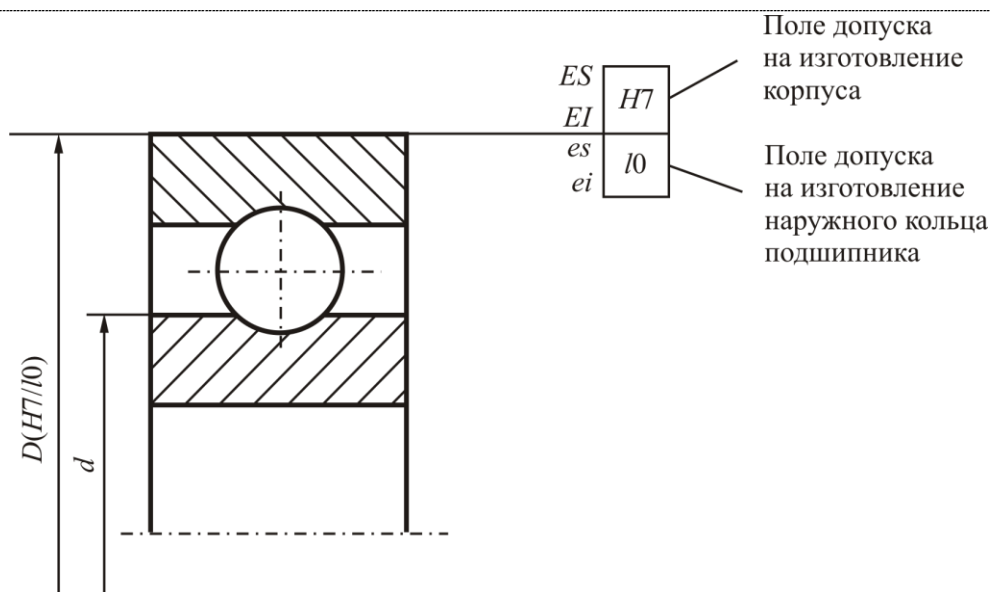


Рисунок 5.7 – Схема расположения полей допусков в соединении наружного кольца подшипника с корпусом (для примера рассмотрена посадка $\frac{H7}{l0}$)

Решение сборочной размерной цепи Б сводится к определению точности (T_9 , es_9 , ei_9) расстояния B_9 между осями посадочных отверстий в корпусе редуктора с учётом точности размеров деталей и подшипников, входящих в узел вала колеса и вала шестерни.

Пример расчёта размерной цепи Б дан в монографии [9, с. 115–118].

В размерной цепи γ (см. рис. 5.6 б), которая соответствует компоновке зубчатой передачи (см. рис. 5.4), имеются следующие составляющие звенья:

γ_1 , γ_5 , γ_{10} , γ_{14} – отклонения от соосности дорожек качения наружных колец подшипников;

γ_2 и γ_6 , γ_{11} и γ_{15} – смещения наружных колец подшипников в отверстиях корпуса (пример посадки соединения корпус–наружное кольцо дан на рис. 5.7);

γ_9 – перекося осей отверстий корпуса;

γ_3 , γ_7 , γ_{12} , γ_{16} – смещения центров дорожек качения внутренних колец подшипников вследствие зазоров S (см. рис. 5.1) в подшипниках;

γ_4 , γ_8 , γ_{13} , γ_{17} – отклонение от соосности наружных и внутренних поверхностей втулок.

Передаточные отношения ξ_i составляющих звеньев размерной цепи γ устанавливают по следующим зависимостям:

$$\xi_9 = 1,0;$$

$$\xi_1 = \xi_5 = \xi_{10} = \xi_{14} = \xi_4 = \xi_8 = \xi_{13} = \xi_{17} = \frac{L}{l};$$

$$\xi_2 = \xi_3 = \frac{L}{l} \sin \beta_1;$$

$$\xi_6 = \xi_7 = \frac{L}{l} \sin \beta_2;$$

$$\xi_{11} = \xi_{12} = \frac{L}{l} \sin \beta_3;$$

$$\xi_{15} = \xi_{16} = \frac{L}{l} \sin \beta_4.$$

Здесь $\beta_1 \div \beta_4$ – углы между направлениями сил, действующих на опоры, и плоскостью, в которой расположены оси валов.

Решение размерной цепи γ сводится к установлению допускаемого перекося γ_9 осей отверстий корпуса. Пример расчёта размерной цепи γ дан в монографии [9, с. 121–123].

В размерной цепи ϕ (см. рис. 5.6 б) составляющее звено ϕ_9 представляет отклонение от параллельности осей корпуса. Остальные составляющие звенья размерной цепи ϕ совпадают с составляющими звеньями размерной цепи γ . Передаточные отношения составляющих звеньев сборочной размерной цепи ϕ :

$$\xi_9 = 1,0;$$

$$\xi_1 = \xi_5 = \xi_{10} = \xi_{14} = \xi_4 = \xi_8 = \xi_{13} = \xi_{17} = \frac{L}{l};$$

$$\xi_2 = \xi_3 = \frac{L}{l} \cos \beta_1;$$

$$\xi_6 = \xi_7 = \frac{L}{l} \cos \beta_2;$$

$$\xi_{11} = \xi_{12} = \frac{L}{l} \cos \beta_3;$$

$$\xi_{15} = \xi_{16} = \frac{L}{l} \cos \beta_4.$$

Здесь $\beta_1 \div \beta_4$ – углы между направлениями сил, действующих на опоры, и плоскостью, в которой расположены оси валов.

5.2.2. Пример расчёта размерных цепей вала колеса редуктора

Задача: рассчитать точность размеров деталей, входящих в узел вала колеса и установить количество и размеры компенсаторов для регулирования точности радиального зазора (см. рис. 5.1) при сборке.

Метод сборки. Учитывая особенности конструкции редуктора выбираем в качестве метода достижения точности замыкающего звена метод регулирования неподвижным компенсатором.

Тип компенсатора. В качестве компенсатора выбираем набор прокладок одинаковой толщины, с помощью которого будет регулироваться при сборке зазор между торцами наружного кольца подшипника.

Метод расчёта: теоретико-вероятностный.

Исходные данные.

1. Чертёж редуктора (см. рис. 5.4).
2. Стандартные изделия в сборочных единицах: подшипник радиальный однорядный типа 210 нулевого класса точности с шириной кольца $B = 20_{-0,12}$ (табл. П1.20).
3. Радиальный зазор (см. рис. 5.1) в подшипнике $S = 0_{+0,010}^{+0,029}$ (табл. П1.14).
4. Схема сборочной размерной цепи H (рис. 5.8) и её звенья:

$$H_{\Delta} = C_{ei_{\Delta}}^{es_{\Delta}} - \text{замыкающее звено размерной цепи, равное осевой игре}$$

C радиального подшипника;

$H_1 = B = 20$ – ширина наружного кольца подшипника, мм. Предельные отклонения на ширину B выбирают в табл. П1.20, т.е.

$$H_1 = 20_{-0,12};$$

$$H_2 = 12 \text{ – толщина буртика вала, мм;}$$

$$H_3 = 65 \text{ – длина ступицы зубчатого колеса, мм;}$$

$$H_4 = 14 \text{ – высота дистанционного кольца, мм;}$$

$$H_5 = H_1 = 20_{-0,12} \text{ – ширина наружного кольца подшипника, мм;}$$

$$H_6 = 20 \text{ – расстояние между торцами крышки, мм;}$$

$$H_7 = 170 \text{ – расстояние между платиками корпуса редуктора, мм;}$$

$$H_8 = 1 \text{ – компенсатор (набор прокладок), мм;}$$

$$H_9 = H_6 = 20 \text{ мм.}$$

Решение задачи. Определим с помощью номограммы (см. прил. 6) осевую игру подшипника, которая является замыкающим звеном H_Δ размерной цепи H (рис. 5.8).

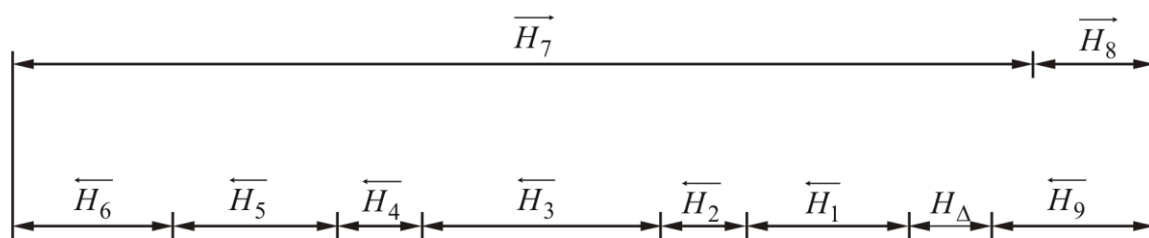


Рисунок 5.8 – Схема сборочной размерной цепи вала зубчатого колеса

Предельные отклонения на осевую игру зависят от радиального зазора S в подшипнике. По номограмме (см. прил. 6) определим отношение $\frac{2C}{S}$:

при S_{\max}

$$\frac{2C}{S_{\max}} = 6,7;$$

при S_{\min}

$$\frac{2C}{S_{\min}} = 10,1.$$

Тогда

при S_{\max}

$$2C = 0,029 \cdot 6,7 = 0,19 \text{ мм};$$

при S_{\min}

$$2C = 0,012 \cdot 10,1 = 0,12 \text{ мм},$$

т.е. осевая игра в подшипнике составляет: $0_{+0,12}^{+0,19} = H_{\Delta}$.

Данные расчета размерной цепи H (см. рис. 5.8) записываем в табл. 5.2.

Назначим по табл. 2.2 расширенные допуски на составляющие звенья размерной цепи:

$$H_2 = 12h12_{(-0,18)};$$

$$H_3 = 65h12_{(-0,30)};$$

$$H_4 = 14h12_{(-0,18)};$$

$$H_6 = 20 \pm \frac{IT12}{2} = 20 \pm 0,105;$$

$$H_7 = 170 \pm \frac{IT12}{2} = 170 \pm 0,20;$$

$$H_9 = H_6 = 20 \pm 0,105.$$

Определим предельное отклонение на компенсатор (мм) – $H_8 = 1$ – считая, что прокладки в наборе изготовлены из одного листа толщиной h , мм:

$$h_{\min} \leq T_{\Delta} = 0,07.$$

Примем в качестве прокладки стальную холоднокатаную ленту толщиной h , мм, из низколегированной стали по прил. П1.25:

$$h = 0,07_{-0,011}.$$

Тогда предварительное число прокладок z в наборе составит:

$$z = \frac{H_8}{T_\Delta} = \frac{1}{0,07} = 14,28.$$

Округляем z до 14, т.е. $z = 14$.

Допуск на компенсатор (мм) рассчитаем по формуле (2.15):

$$T_k = zT_{i_k} = 14 \cdot 0,011 = 0,154.$$

Примем $T_k = 0,16$ с симметричным расположением поля допуска, мм:

$$H_8 = 1 \pm 0,08.$$

Таблица 5.2 – Характеристики звеньев размерной цепи вала зубчатого колеса одноступенчатого цилиндрического редуктора (см. рис. 5.4, 5.8)

Размеры			Характеристики размеров						Значения коэффициентов	
обозначение	характеристика	ζ_i	предварительные			окончательные				
			$HP \frac{es}{ei}$	E_{m_i}	T_i	$HP \frac{es'}{ei'}$	E'_{m_i}	T'_i		
H_Δ	—	—	$0^{+0,19}_{+0,12}$	+0,155	0,07				0	0,33
H_1	ум.	−1	$20_{-0,12}$	−0,06	0,12	$20_{-0,12}$	−0,06	0,12	0,1	0,33
H_2	ум.	−1	$12_{-0,18}$	−0,09	0,18	$12_{-0,18}$	−0,09	0,18	0,1	0,33
H_3	ум.	−1	$65_{-0,30}$	−0,15	0,30	$65_{-0,30}$	−0,15	0,30	0,1	0,33
$H_{4\text{кор}}$	ум.	−1	$14_{-0,18}$	−0,09	0,18	$14^{+0,49}_{-0,67}$	−0,58	0,18	0,1	0,33
H_5	ум.	−1	$20_{-0,12}$	−0,06	0,12	$20_{-0,12}$	−0,06	0,12	0,1	0,33
H_6	ум.	−1	$20 \pm 0,105$	0	0,21	$20_{-0,105}$	0	0,21	0	0,33
H_7	ув.	+1	$170 \pm 0,2$	0	0,40	$170_{-0,2}$	0	0,40	0	0,33
$H_{8\text{кор}}$	ув.	+1	$1 \pm 0,08$	0	0,16	$1 \pm 0,08$	0	0,16	0	0,33
H_9	ум.	−1	$20 \pm 0,105$	0	0,21	$20 \pm 0,105$	0	0,21	0	0,33

Установим по формуле (2.18) производственный допуск T'_Δ (мм) замыкающего звена (при $P = 0,27\%$):

$$\begin{aligned} T'_\Delta &= 3\sqrt{\sum_1^9 \xi_i^2 \lambda_i^2 (T_i')^2} = \\ &= 3\sqrt{0,33^2 (0,12^2 + 0,18^2 + 0,3^2 + 0,18^2 + 0,12^2 + 0,21^2 + 0,4^2 + 0,16^2 + 0,21^2)} = \\ &= 0,70. \end{aligned}$$

Рассчитаем по формуле (2.19) компенсацию, мм:

$$T_{\text{комп}} = T'_\Delta - T_\Delta = 0,70 - 0,07 = 0,63.$$

По зависимости (2.20) определим число прокладок в наборе:

$$z = \frac{T_{\text{комп}}}{T_\Delta} + 1 = \frac{0,63}{0,07} + 1 = 10.$$

В связи с тем, что окончательно принятое число прокладок меньше предварительного ($10 < 14$), допуск T'_Δ замыкающего звена изменится и составит 0,66 мм.

Установим по формуле (2.17) среднее отклонение E'_{m_Δ} (мм) поля допуска замыкающего звена с учётом производственных допусков составляющих звеньев:

$$\begin{aligned} E'_{m_\Delta} &= \sum_1^9 \xi_i \left(E'_{m_i} + \alpha_i \frac{T_i}{2} \right) = (-1) \left[(-0,66) + 0,1 \frac{0,12}{2} \right] + (-1) \left[(-0,09) + 0,1 \frac{0,18}{2} \right] + \\ &+ (-1) \left[(-0,15) + 0,1 \frac{0,3}{2} \right] + (-1) \left[(-0,09) + 0,1 \frac{0,18}{2} \right] + (-1) \left[(-0,06) + 0,1 \frac{0,12}{2} \right] + \\ &+ 0 + 0 + 0 + 0 = +0,405. \end{aligned}$$

Определим по формуле (2.21) поправку $E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}}$ (мм) (компенсирующее звено является увеличивающим):

$$\begin{aligned}
 E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}} &= E_{m_{\Delta}} - E'_{m_{\Delta}} - \frac{1}{2}T'_{\Delta} + E_{m_8} + H_8 = \\
 &= +0,155 - (+0,405) - \frac{1}{2}0,70 + 0 + 1 = -0,40.
 \end{aligned}$$

Изменим величину среднего отклонения корректирующего звена $H_{4_{\text{кор}}}$, которое является уменьшающим звеном. Скорректированное отклонение (мм) определим по формуле (2.24) с поправкой со знаком «минус»:

$$E_{m_{\text{кор}}}^{\text{изм}} = E_{m_4} - E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}} = -0,09 - (+0,40) = -0,49.$$

Тогда

$$H_4^{\text{изм}} = (14 - 0,49)_{-0,18} = 14_{-0,67}^{-0,49};$$

$$E_{m_4} = 0,5[(-0,49) + (-0,67)] = -0,58.$$

5.3. Размерные цепи конического одноступенчатого редуктора

На рис. 5.9 изображена компоновка одноступенчатого конического редуктора.

Опорами в передаче являются конические роlikоподшипники вала колеса, установленные непосредственно в отверстиях корпуса, вала шестерни, установленные «враспор» в отверстиях стакана. Вал шестерни установлен на дополнительной опоре в стакане с помощью шарикоподшипника.

Крышки конических подшипников выполнены накладными. Регулировка подшипников и зацепления осуществляется изменением толщины прокладок между платиками корпуса и фланцем крышек. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания.

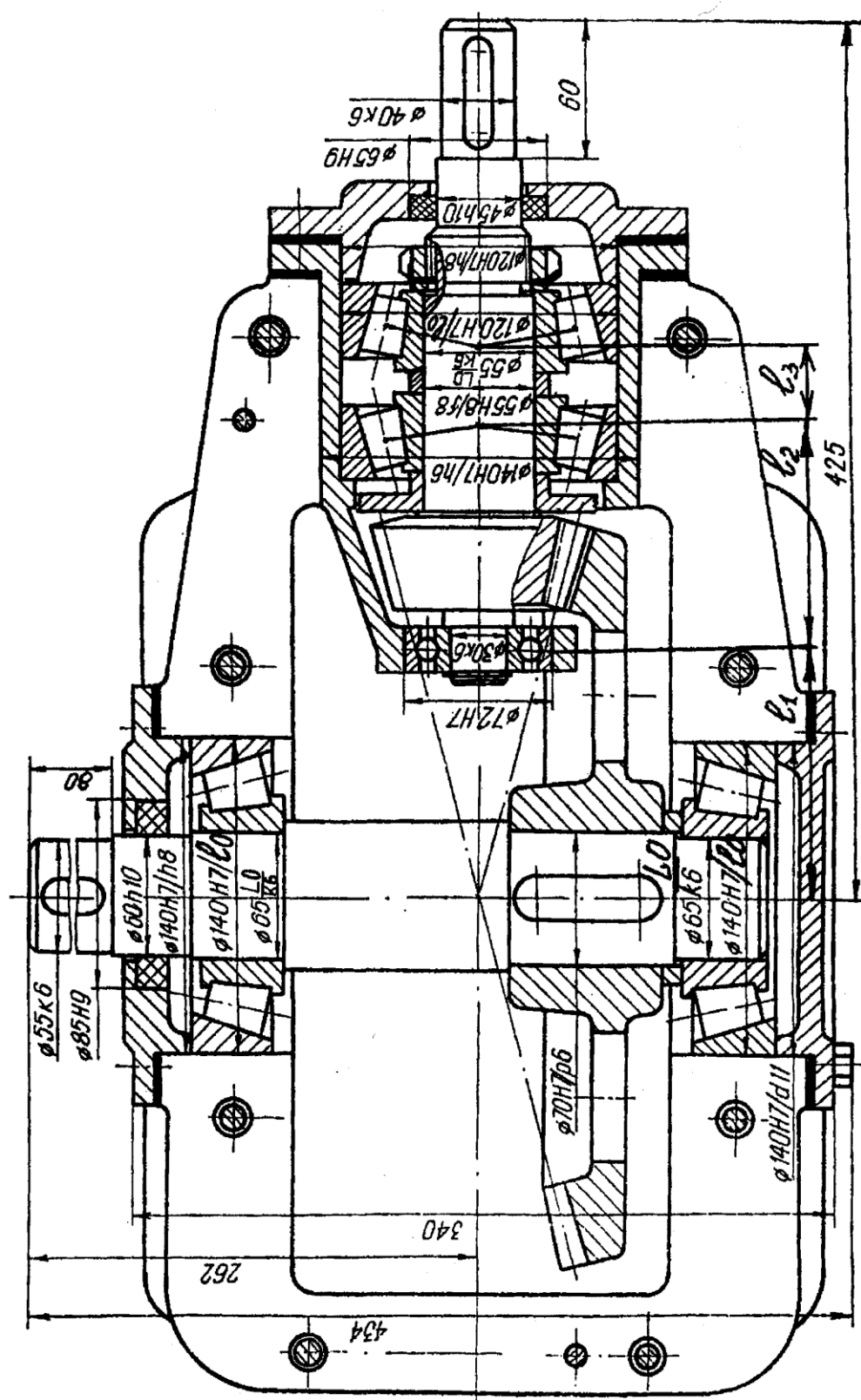


Рисунок 5.9 — Одноступенчатый конический редуктор (шестерня установлена между опорами)

5.3.1. Решаемые задачи, исходные звенья и размерные цепи

Требования к точности конических зубчатых передач оговорены ГОСТ 1758-81 по следующим показателям.

1. Совпадение вершины делительного конуса конической шестерни с осью вращения конического колеса (рис. 5.10 а).
2. Совпадение вершины делительного конуса конического колеса с осью вращения конической шестерни (рис. 5.10 б).
3. Угол между осями вращения конических колёс в передаче (рис. 5.11).
4. Расстояние между осями вращения конических колёс (рис. 5.10 в и 5.12).

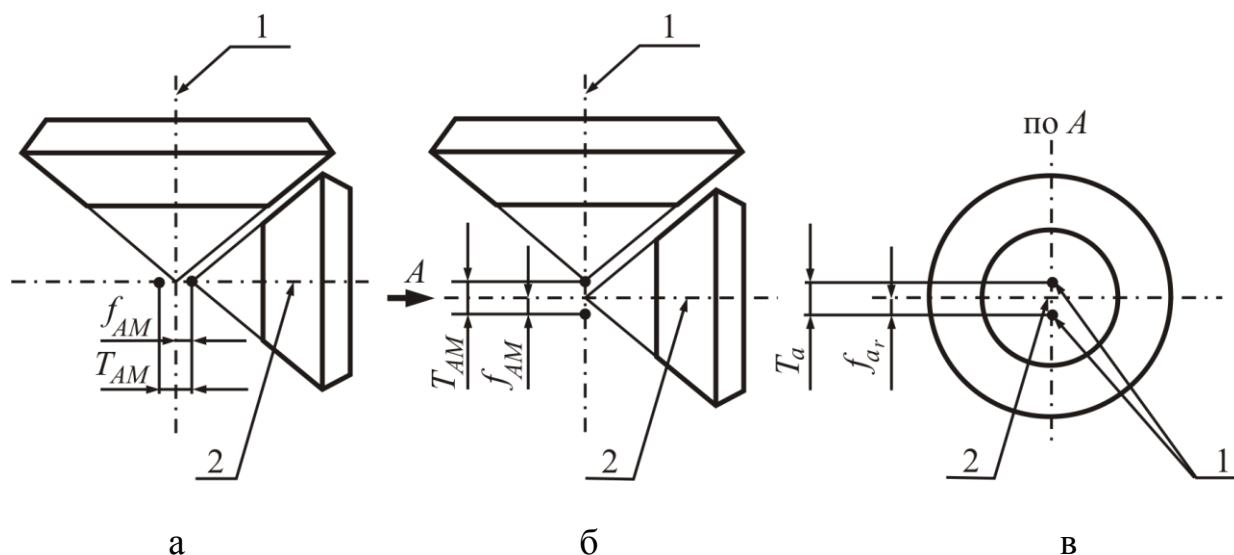


Рисунок 5.10 – Несовпадение вершин делительных конусов и осей вращения конических зубчатых колёс при сборке: 1 – ось вращения колеса; 2 – ось вращения вала шестерни

Вершина делительного конуса конической шестерни может не совпадать с осью вращения конического колеса (см. рис. 5.10 а). Предельное осевое смещение ($\pm f_{AM}$) устанавливает стандарт ГОСТ 1758-81. Допуск на осевое смещение равен $T_{AM} = |2f_{AM}|$ и выбирается из стандарта в зависимости от степени точности по норме контакта, среднего конусного расстояния R_m и нормального модуля m_n .

Среднее конусное расстояние R_m рассчитывают по формуле

$$R_m = \frac{m_n \sqrt{z_1^2 + z_2^2}}{2 \cos \beta_m}, \quad (5.11)$$

где z_1 и z_2 – число зубьев колеса и шестерни соответственно;

m_n – нормальный модуль;

β_m – угол подъема винтовой линии в среднем сечении.

Смещение вершины делительного конуса колеса и оси вращения шестерни (см. рис. 5.10 б) ограничивается предельным осевым смещением f_{AM} с допуском $2f_{AM}$. Отклонение f_{AM} выбирается по табл. П1.9 в зависимости от степени точности по норме контакта, среднего конусного расстояния R_m и нормального модуля m_n .

Угол между осями вращения конических колёс в передаче ограничивается двумя предельными отклонениями $\pm E_\Delta$ на длине конусного расстояния R_m . Величина $\pm E_\Delta$ выбирается в зависимости от вида сопряжения, среднего конусного расстояния R_m и угла делительного конуса шестерни δ_1 в град. (табл. П1.10).

Для расчётов T_Δ удобнее отнести к условной длине L_0 :

$$T_\Delta = \frac{2|E_\Delta|L_0}{R_m}, \quad (5.12)$$

где L_0 – расстояние между платиками.

Пределы колебания расстояния между осями вращения конических колёс ограничиваются предельными отклонениями $\pm f_a$ (табл. П1.11). Допуск на смещение осей вращения валов

$$T_\Delta = 2|f_a|.$$

Размерная цепь погрешностей, влияющих на угол между осями вращения конических колёс φ_Δ , изображена на рис. 5.11.

Показатели $\pm f_{AM}$, $\pm E_\Delta$, $\pm f_a$ приведены на рис. 5.12 и 5.13.

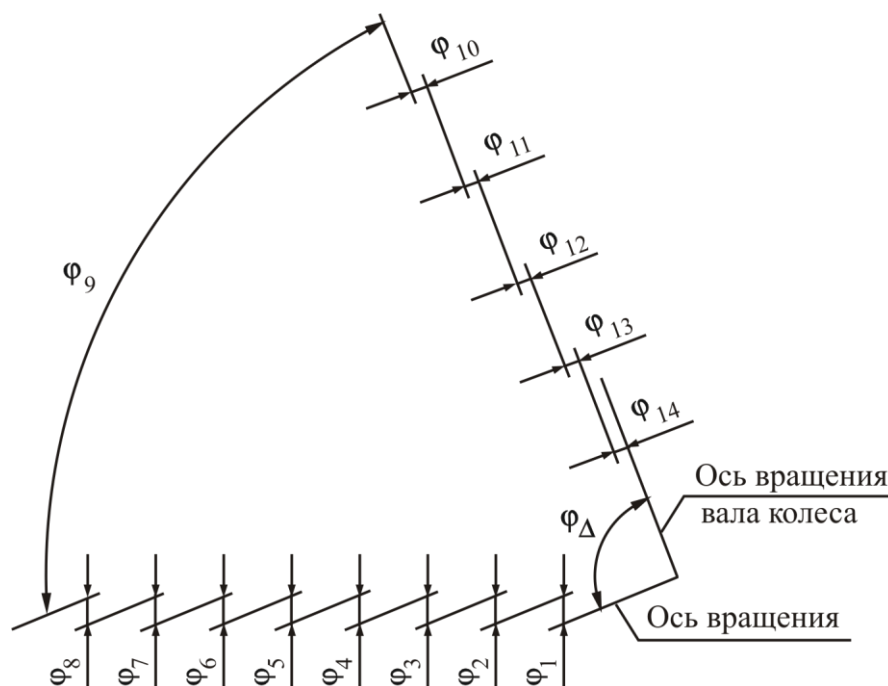


Рисунок 5.11 – Сборочная размерная цепь отклонений, влияющих на точность угла между осями вращения конических колес

В размерную цепь входят следующие составляющие размеры:

φ_1, φ_2 – отклонение от дорожек качения наружных колец подшипников (левого и правого – см. рис. 5.9) вала шестерни;

φ_3, φ_4 – зазоры в сопряжении наружных колец правого и левого подшипников вала шестерни с отверстием стакана;

φ_5 – радиальный зазор в подшипнике вала шестерни, не нагруженном внешней осевой силой;

φ_6 – отклонение от параллельности оси наружного цилиндра стакана с отверстием корпуса;

φ_8 – поворот стакана в отверстии корпуса за счёт конусности стакана и отверстия;

φ_9 – угол между осями отверстий конуса;

$\varphi_{10}, \varphi_{11}$ – отклонение от соосности наружных колец подшипников вала колеса;

φ_{12} , φ_{13} – зазоры в сопряжении наружных колец левого и правого подшипников вала шестерни с отверстием стакана;

φ_{14} – радиальный зазор в подшипнике вала шестерни, не нагруженном внешней осевой силой.

Особенности и пример расчета сборочной размерной цепи φ даны в монографии [7].

Схема сборочной размерной цепи T с замыкающим звеном $\pm f_a(T_\Delta)$ представлена на рис. 5.12.

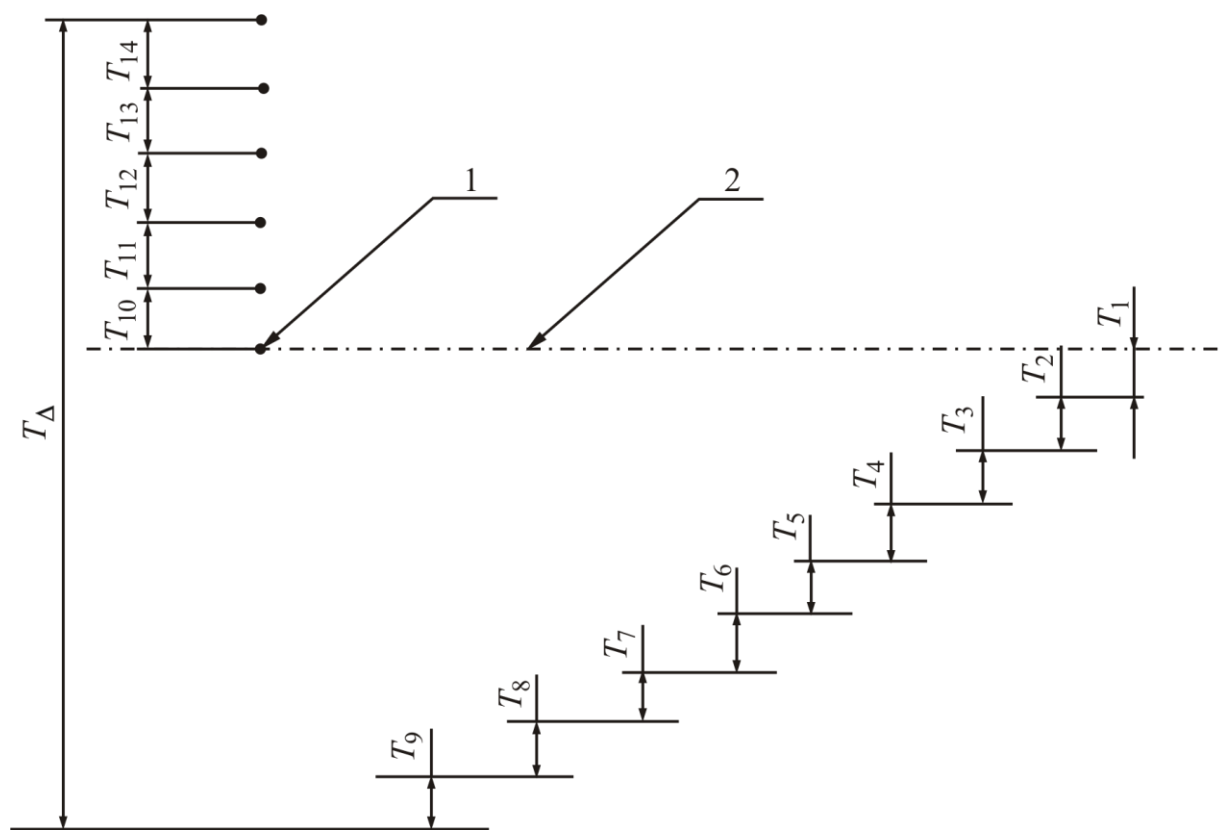


Рисунок 5.12 – Схема сборочной цепи, определяющая межосевое расстояние передачи: 1 – ось вращения вала-колеса, 2 – ось вращения вала шестерни (см. рис. 5.9)

В сборочную размерную цепь T входят следующие составляющие размеры:

T_1 и T_2 – отклонения от соосности дорожек качения наружных колец левого и правого подшипников вала шестерни;

T_3 и T_4 – зазоры в сопряжении наружных колец левого и правого подшипников вала шестерни с отверстием стакана;

T_5 – радиальный зазор в подшипнике вала шестерни, не нагруженном внешней осевой силой;

T_6 – отклонение от соосности оси наружного цилиндра стакана относительно общей оси его отверстий;

T_7 – отклонение от параллельности оси наружного цилиндра стакана и общей оси его отверстий;

T_8 – зазор в сопряжении стакана с отверстием корпуса;

T_9 – межосевое расстояние в корпусе;

T_{10} и T_{11} – отклонения от соосности наружных колец подшипников вала колеса;

T_{12} и T_{13} – зазоры в сопряжении наружных колец подшипников вала колеса с отверстиями корпуса;

T_{14} – радиальный зазор в подшипнике вала колеса, не нагруженном внешней силой.

Пример расчёта размерной цепи T дан в монографии [7].

5.3.2. Пример расчёта размерных цепей вала шестерни

Расчёт сборочных размерных цепей узлов вала шестерни и вала колеса сводится к определению точности осевых размеров деталей и к установлению количества и размеров прокладок, которые необходимо подать на сборку для регулирования точности передачи по заданным показателям норм точности.

В сборочную единицу вала шестерни (см. рис. 5.9) входят следующие детали: вал; два конических однорядных роликовых подшипника типа 7611; радиальный однорядный шарикоподшипник типа 306; маслоотбойное кольцо; дистанционное кольцо; стакан; крышка.

При проектировании точности размеров деталей, входящих в сборочную единицу вала шестерни, и при сборке редуктора необходимо решить две задачи:

1. Обеспечить совпадение вершины делительного конуса шестерни с осью вращения колеса в пределах $0 \pm f_{AM}$ по ГОСТ 1758-81 (размерная цепь E , рис. 5.13).

2. Обеспечить осевую игру в конических роликоподшипниках опор вала шестерни в пределах $C_{ei\Delta}^{es\Delta}$ (размерная цепь H , рис. 5.13).

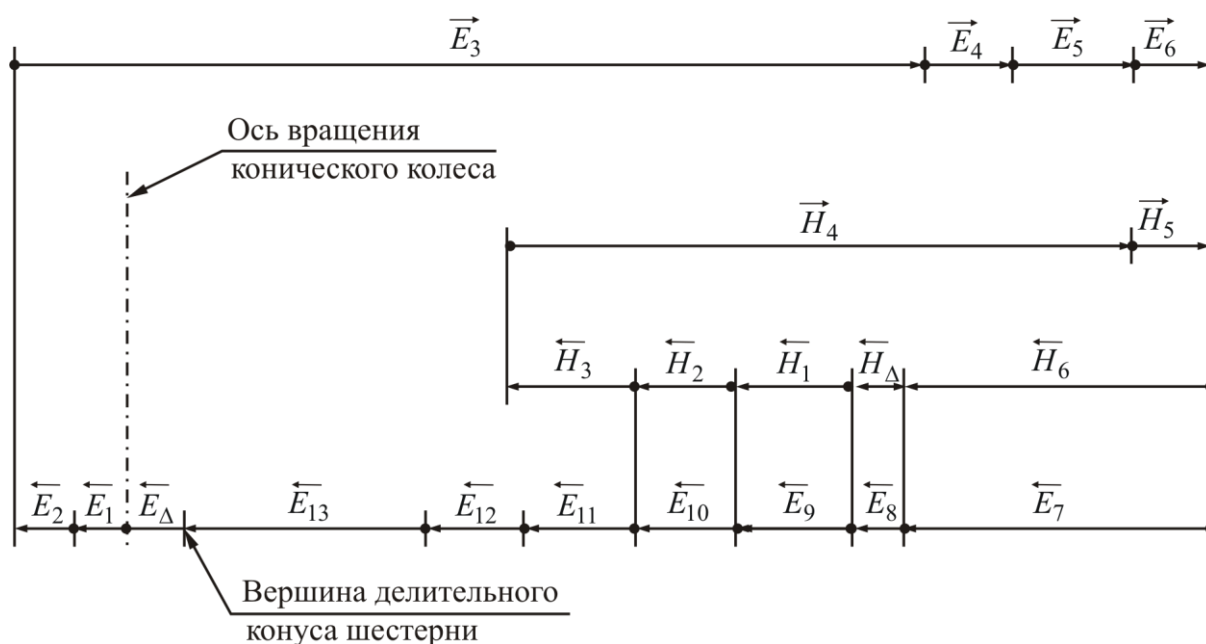


Рисунок 5.13 – Параллельно связанные размерные цепи сборочных единиц одноступенчатого конического редуктора: E – размерная цепь размеров $E_{1,2,3,\dots}$, влияющих на отклонение E_{Δ} вершины делительного конуса конической шестерни относительно оси вращения конического колеса; H – размерная цепь размеров $H_{1,2,3,\dots}$, влияющих на зазор ΔH между торцом крышки и торцом наружного кольца подшипника

Метод сборки: метод регулирования неподвижным компенсатором.

Тип компенсатора: набор прокладок одинаковой толщины.

Метод расчёта: теоретико-вероятностный.

Исходные данные.

1. Чертёж редуктора (см. рис. 5.9).
2. Схемы сборочных размерных цепей (см. рис. 5.13).
3. Точность конической зубчатой передачи: 8-В ГОСТ 9368-80.

Подшипники роликовые конические однорядные по ГОСТ 333-71 типа 7611, класса точности 0, монтажной высотой $T = 45,75 \pm 0,25$ и шириной внутреннего кольца $B = 44,5_{-0,3}$ (табл. П1.21, П1.23).

4. Замыкающие звенья сборочных размерных цепей.

К задаче № 1: отклонение вершины делительного конуса шестерни относительно оси вращения вала колеса $E_{\Delta} = 0 \pm f_{AM} = 0 \pm 0,200$ (табл. П1.9) с допуском $T_{\Delta} = 0,40$ мм и координатой середины поля допуска $E_{m_{\Delta}} = 0$ мм ($es_{\Delta} = +0,2$ мм; $ei_{\Delta} = -0,2$ мм).

К задаче № 2: замыкающее звено – осевой зазор в коническом роликоподшипнике $C = 0^{+0,150}_{+0,080}$ (табл. П1.16). Для удобства расчёта относим осевой зазор C к расстоянию между торцом наружного кольца подшипника и торцом фланца крышки (H_{Δ} , рис. 5.13).

Решение задачи.

На первом этапе установим последовательность расчёта параллельно связанных размерных цепей E и H (см. рис. 5.13).

Замыкающее звено H_{Δ} размерной цепи H является общим с составляющим звеном E_8 размерной цепи E . Его точность ($H_{\Delta} = 0,07$ мм) в несколько раз выше точности замыкающего звена $E_{\Delta} = 0,40$ мм. Поэтому на первом этапе необходимо решить более точную размерную цепь H .

Размерная цепь H . В размерную цепь H входят следующие составляющие звенья:

$H_1 = T = 45,75 \pm 0,25$ мм – монтажная высота подшипника (исходные данные) (табл. П1.23);

$H_2 = 10$ мм – высота дистанционного кольца (см. рис. 5.9);

$H_3 = H_1 = 45,75 \pm 0,25$ мм;

$H_4 = 113$ мм – расстояние между торцами расточки и фланца стакана (см. рис. 5.9);

$H_5 = 1$ мм – толщина набора прокладок (принимается предварительно);

$H_6 = 15$ мм – расстояние от фланца крышки до торца цилиндрической проточки крышки $\varnothing 120$ мм.

Решение проектной задачи по определению параметров составляющих звеньев записывают в табл. 5.3.

В расчётах параметров компенсатора и других составляющих звеньев может оказаться так, что координата середины производственного $E'_{m_{\Delta}}$ и исходного звена $E_{m_{\Delta}}$ могут не совпадать. Поэтому примем звено H_6 как корректирующее для компенсации погрешностей расчёта ($H_{6_{\text{кор}}}$).

Назначим предельные отклонения на составляющие звенья H_2, H_4 и H_6 с расширенными допусками, исходя из рекомендаций табл. 2.2:

$$H_2 = 10 \pm 0,18;$$

$$H_4 = 113^{+0,35};$$

$$H_{6_{\text{кор}}} = 15 \pm 0,095.$$

На компенсатор (звено $H_{5_k} = 1$ мм) назначим допуск T_5 из условий (2.14) и (2.15), считая, что прокладки в наборе изготовлены из одного листа

$$h_{\min} \leq T_{\Delta} = 0,07 \text{ мм.}$$

Примем в качестве прокладки ленту стальную холоднокатаную из низколегированной стали (табл. П1.25) толщиной $h = 0,07_{-0,011}$.

Тогда предварительное число прокладок z_{Π} в наборе

$$z_{\Pi} = \frac{H_5}{T_{\Delta}} = \frac{1}{0,07} = 14.$$

Допуск на компенсатор (мм) рассчитаем по формуле (2.15):

$$T_k = z_{\Pi} T_{i_k} = 14 \cdot 0,011 = 0,154.$$

Принимаем $T_k = 0,16$ мм с симметричным расположением поля допуска, мм:

$$A_k = 1 \pm 0,08.$$

Установим по формуле (2.18) производственный допуск T'_{Δ} замыкающего звена, мм (при $P = 0,27$ %):

$$T = 3 \sqrt{\sum_1^6 \lambda_i^2 (T'_i)^2} = 3 \sqrt{0,33^2 \cdot 0,5^2 + 0,33^2 \cdot 0,36^2 + 0,33^2 \cdot 0,5^2 + 0,33^2 \cdot 0,35^2 + 0,4 \cdot 0,16^2 + 0,4^2 \cdot 0,19^2} = 0,905.$$

Определим по формуле (2.19) компенсацию, мм:

$$T_{\text{комп}} = T'_\Delta - T_\Delta = 0,905 - 0,07 = 0,835.$$

Рассчитаем число прокладок в наборе по формуле (2.20):

$$z = \frac{T_{\text{комп}}}{T_\Delta} + 1 = \frac{0,835}{0,07} + 1 = 12,86.$$

В данном случае можно округлить z в большую сторону. Принимаем $z = 13$ прокладок. В связи с тем, что окончательно принятое число прокладок меньше предварительного ($13 < 14$), T'_Δ изменится и составит 0,902 мм.

Определим по формуле (2.17) среднее отклонение поля производственного допуска замыкающего звена (мм) с учётом известных величин E_{m_i} , α_i и T'_Δ :

$$\begin{aligned} E'_{m_\Delta} &= \sum_1^6 \xi_i (E'_{m_i} + \alpha_i \frac{T'_i}{2}) = \\ &= 0 + 0 + 0 + (+1) \left[(+0,175) + (-0,1) \frac{0,35}{2} \right] + 0 + 0 = 0,158. \end{aligned}$$

Рассчитаем поправку $E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}}$ (мм) по формуле (2.21) (компенсирующее звено H_5 является увеличивающим):

$$\begin{aligned} E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}} &= E_{m_\Delta} - E'_{m_\Delta} - \frac{1}{2} T'_\Delta + E_{m_5} + H_5 = \\ &= +0,115 - 0,158 - \frac{1}{2} 0,902 + 0 + 1 = +0,506. \end{aligned}$$

Определим по формуле (2.24) скорректированное среднее отклонение звена H_6 , учитывая, что оно является уменьшающим:

$$E_{m_{\text{кор}}}^{\text{изм}} = E_{m_6} - E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}} = 0 - (+0,506) = -0,506.$$

Тогда исполнительный размер звена H_6 с учетом поправки (2.25) можно записать:

$$H_6 = (15 - 0,506) \pm 0,095 = 15_{+0,601}^{+0,411}.$$

Координата середины поля допуска звена H_6 , мм:

$$E_{m_6} = 0,5(es_6 + ei_6) = 0,5[(-0,411) + (-0,601)] = -0,506.$$

Величину $E_{m_6} = 0,506$ мм запишем в табл. 5.3.

Размерная цепь E . В размерную цепь E входят следующие составляющие звенья:

$E_1 = E_2 = 0 \pm 0,02$ (табл. П1.22) – смещение центра дорожки качения наружного кольца подшипника в левой и правой опорах вала колеса (численно равно половине радиального биения дорожки качения наружного кольца);

$E_3 = 300 \pm \frac{IT_{12}}{2}$ – расстояние (см. чертеж на рис. 5.9) между осью отверстия в корпусе под опорой вала колеса и торцом прилива под стакан (см. табл. 2.2);

$E_4 = 1,25$ мм – толщина набора прокладок для регулирования точности замыкающего звена E_{Δ} ;

$E_5 = 10h_{12}$ – высота фланца стакана. Поле допуска h_{12} принимаем по табл. 2.2;

E_6 – толщина набора прокладок для регулирования точности замыкающего звена H_{Δ} , т.е. $E_6 = H_5 = 1 \pm 0,08$ мм (компенсатор размерной цепи H);

$E_7 = H_6 = 15_{-0,601}^{-0,411}$ – расстояние от торца фланца до упорного буртика крышки;

$$E_8 = H_{\Delta} = 0^{+0,150}_{+0,080} \text{ (исходные данные);}$$

$E_9 = 45,75 \pm 0,25$ – монтажная высота подшипника (исходные данные);

$E_{10} = H_2 = 10 \pm 0,18$ – распорное кольцо. Точность размера назначим по табл. 2. 2;

$E_{11} = 44,5_{-0,3}$ – ширина внутреннего кольца подшипника (исходные данные);

$E_{12} = 16_{-0,18}$ – высота маслоотбойного кольца. Точность размера назначим по табл. 2.2;

$E_{13} = 18h12_{(-0,46)}$ – расстояние от упорного буртика вала шестерни до вершины делительного конуса. Поле допуска назначено по табл. 2.2.

Таблица 5.3 – Назначаемые и расчетные параметры составляющих звеньев размерной цепи H (см. рис. 5.13) регулирования осевой игры в конических роликоподшипниках опоры вала шестерни

Размеры			Характеристики размеров						Значения коэффициен- тов	
обозначение	характеристика	ξ_i	предварительные			окончательные				
			HP_{ei}^{es}	E_{m_i}	T_i	$HP_{ei}'^{es}$	E'_{m_i}	T'_i	α_i	λ_i
H_{Δ}	–	–	$0^{+0,150}_{+0,080}$	+0,115	0,07	$0^{+0,150}_{+0,080}$	+0,115	0,07	0	0,33
H_1	ум.	–1	$45,75 \pm 0,25$	0	0,50	$45,75 \pm 0,25$	0	0,50	0	0,33
H_2	ум.	–1	$10 \pm 0,18$	0	0,36	$10 \pm 0,18$	0	0,36	0	0,33
H_3	ум.	–1	$45,75 \pm 0,25$	0	0,50	$45,75 \pm 0,25$	0	0,50	0	0,33
H_4	ув.	+1	$113^{+0,35}$	+0,175	0,35	$113^{+0,35}$	+0,175	0,35	–0,1	0,33
$H_{5_{\text{кор}}}$	ув.	+1	$1 \pm 0,08$	0	0,16	$1 \pm 0,08$	0	0,16	0	0,40
$H_{6_{\text{кор}}}$	ув.	–1	$15 \pm 0,095$	0	0,19	$15^{-0,411}_{-0,601}$	–0,506	0,19	0	0,40

Информацию о составляющих звеньях записывают в табл. 5.4.

Таблица 5.4 – Назначаемые и расчетные параметры составляющих звеньев размерной цепи E (см. рис. 5.13), регулирование точности совпадения вершины делительного конуса шестерни с осью вращения колеса

Размеры			Характеристики размеров						Значения коэффициентов	
обозначение	характеристика	ζ_i	предварительные			окончательные			α_i	λ_i
			HP_{ei}^{es}	E_{m_i}	T_i	$HP_{ei}'^{es}$	E_{m_i}'	T_i'		
E_Δ	–	–	$0 \pm 0,20$	0	0,40	–	–	–	0	0,33
E_1	ум.	–0,6	$0^{+0,020}$	+0,01	0,02	$0^{+0,020}$	+0,01	0,02	–0,1	0,40
E_2	ум.	–0,4	$0^{+0,020}$	+0,01	0,02	$0^{+0,020}$	+0,01	0,02	–0,1	0,40
E_3	ув.	+1	$300 \pm 0,26$	0	0,52	$300 + 0,26$	0	0,52	0	0,33
$E_{4_{\text{кор}}}$	ув.	+1	$1,25 \pm 0,06$	0	0,12	$1,25 + 0,06$	0	0,12	0	0,40
E_5	ув.	+1	$10_{-0,15}$	–0,075	0,15	$10_{-0,15}$	–0,075	0,15	–0,1	0,33
E_6	ув.	+1	$1 \pm 0,08$	0	0,16	$1 \pm 0,08$	0	0,16	0	0,40
E_7	ум.	–1	$15_{-0,601}^{-0,411}$	–0,506	0,19	$15_{-0,601}^{-0,411}$	–0,506	0,19	0	0,33
E_8	ум.	–1	$0_{+0,080}^{+0,150}$	+0,115	0,07	$0_{+0,080}^{+0,150}$	+0,115	0,07	–0,1	0,40
E_9	ум.	–1	$47,75 \pm 0,25$	0	0,50	$47,75 \pm 0,25$	0	0,50	0	0,33
E_{10}	ум.	–1	$10 \pm 0,18$	0	0,36	$10 \pm 0,18$	0	0,36	0	0,33
E_{11}	ум.	–1	$44,5_{-0,30}$	–0,15	0,30	$44,5_{-0,30}$	–0,15	0,30	0,1	0,33
$E_{12_{\text{кор}}}$	ум.	–1	$16_{-0,18}$	–0,09	0,18	$16_{+0,17}^{+0,35}$	+0,26	0,18	0,1	0,33
E_{13}	ум.	–1	$181_{-0,46}$	–0,23	0,46	$181_{-0,46}$	–0,23	0,46	0,1	0,33

Допуск и предельные отклонения на компенсатор (звено E_4) назначим из условия (2.15):

$$T_k = z_{\Pi} T_{ik},$$

где z_{Π} – предварительное число прокладок;

T_{ik} – погрешность изготовления i -го компенсатора (прокладки) в наборе.

Примем в качестве прокладки стальную холоднокатаную ленту из низколегированной стали (табл. П1.25) толщиной $h=T_{\Delta}=0,4$ мм. Предельное отклонение (мм) на изготовление листа: $es=0$, $ei=-0,04$; тогда $-h=0,4_{-0,04}$ или $h=0,4 \pm 0,02$.

Рассчитаем предварительное число z_{Π} прокладок в наборе:

$$z_{\Pi} = \frac{A_k}{T_{\Delta}} = \frac{1,25}{0,40} = 3,13 \quad (A_k = E_4).$$

Округляем z_{Π} до 3, т.е. $z_{\Pi} = 3$.

Тогда $T_k = 3 \cdot 0,04 = 0,12$ мм, а исполнительный размер компенсатора (мм) можно записать в виде:

$$E_4 = 1,25 \pm 0,06.$$

Определим по формуле (2.18) производственный допуск T'_{Δ} замыкающего звена:

$$\begin{aligned} T'_{\Delta} &= 3 \sqrt{\sum_1^{13} \lambda_i^2 (T'_i)} = 3 \sqrt{0,4^2 \cdot 0,02^2 + 0,4 \cdot 0,02^2 + 0,33^2 \cdot 0,52^2 + 0,4^2 \cdot 0,13^2 +} \\ &\quad + 0,33^2 \cdot 0,15^2 + 0,4^2 \cdot 0,07^2 + 0,33^2 \cdot 0,18^2 + 0,4^2 \cdot 0,07^2 + 0,33^2 \cdot 0,5^2 + \\ &\quad + 0,33^2 \cdot 0,36^2 + 0,33^2 \cdot 0,3^2 + 0,33^2 \cdot 0,18^2 + 0,33^2 \cdot 0,46^2} = 1,03. \end{aligned}$$

Определим по формуле (2.19) компенсацию, мм,

$$T_{\text{комп}} = T'_{\Delta} - T_{\Delta} = 1,03 - 0,4 = 0,63.$$

По формуле (2.20) рассчитываем окончательное число прокладок в наборе

$$z = \frac{T_{\text{комп}}}{T_{\Delta}} + 1 = \frac{0,63}{0,40} + 1 = 2,57.$$

В данном случае можно округлить в бóльшую сторону. Принимаем $z = 3$.

Определим по формуле (2.6) среднее отклонение (мм) поля допуска замыкающего звена при расширенных полях допусков составляющих звеньев (см. табл. 5.4):

$$\begin{aligned}
 E'_{m_{\Delta}} &= \sum_1^{m+n} \xi_i \left(E'_{m_i} + \alpha_i \frac{T'_i}{2} \right) = (-0,6) \left[+0,01 + (-0,1) \frac{0,02}{2} \right] + \\
 &+ (-0,4) \left[+0,01 + (-0,1) \frac{0,02}{2} \right] + 0 + 0 + (+1) \left[(-0,075) + 0,1 \frac{0,15}{2} \right] + \\
 &+ (-1) \left[(-0,506) + 0 \cdot \frac{0,19}{2} \right] + (-1) \left[(-0,115) + (-0,1) \frac{0,07}{2} \right] + 0 + 0 + \\
 &+ (-1) \left[(-0,15) + 0,1 \frac{0,3}{2} \right] + (-1) \left[(-0,09) + 0,1 \frac{0,18}{2} \right] + (-1) \left[(-0,23) + 0,1 \frac{0,46}{2} \right] = \\
 &= +0,836.
 \end{aligned}$$

Рассчитаем поправку $E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}}$ (мм) по формуле (2.21), учитывая, что компенсирующее звено E_4 является увеличивающим:

$$E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}} = E_{m_{\Delta}} - E'_{m_{\Delta}} - \frac{T'_{\Delta}}{2} + 0 + 1 = 0 - (+0,836) - \frac{1,03}{2} + 0 + 1 = -0,35.$$

Определим величину изменения среднего отклонения (мм) корректирующего звена E_{12} по формуле (2.24):

$$E_{m_{\text{кор}}}^{\text{изм}} = E_{m_{12}} - E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}} = 0 - (-0,35) = +0,35.$$

Установим значение исполнительного размера корректирующего звена:

$$E_{12} = (16 + 0,35)_{-0,18} = 16_{+0,17}^{+0,35}.$$

Координата середины поля допуска корректирующего звена, мм:

$$E_{m_{12}} = 0,5(es_{12} + ei_{12}) = 0,5(+0,35 + 0,17) = +0,26.$$

Значение $E_{m_{12}} = 0,26$ запишем в табл. 5.4.

5.3.3. Пример расчета размерных цепей вала колеса

Размеры деталей, входящих в узел вала колеса, образуют две параллельно связанных размерных цепи Б и И (рис. 5.14). Общими звеньями этих размерных цепей являются составляющие звенья: $I_2=B_4$; $I_3=B_5$; $I_5=B_7$.

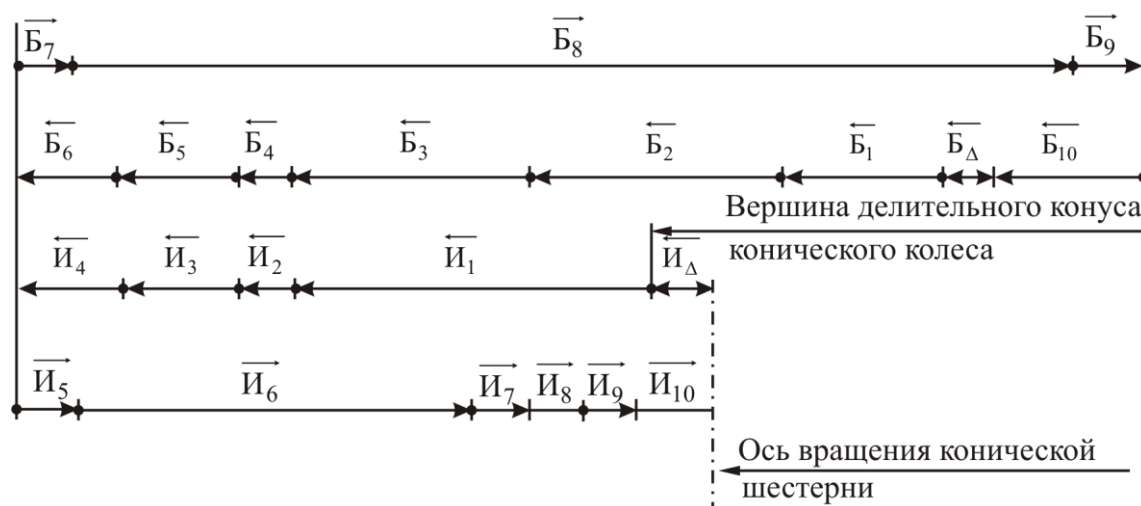


Рисунок 5.14 – Параллельно связанные размерные цепи вала конической шестерни одноступенчатого конического редуктора: Б – размерная цепь размеров $B_{1,2,3,\dots}$, влияющих на зазор ΔB между торцами крышки и наружного кольца; И – размерная цепь размеров $I_{1,2,3,\dots}$, влияющих на совпадение I_{Δ} вершины делительного колеса с осью вращения вала шестерни

При механической обработке и сборке деталей узла вала колеса необходимо решить две задачи:

1. Обеспечить совпадение вершины делительного корпуса конического колеса с осью вращения вала шестерни в пределах $\pm f_{\Delta M}$ по ГОСТ 1758-81.
2. Обеспечить игру в подшипниках опоры вала конического колеса в пределах $C_{+ei_{\Delta}}^{+es_{\Delta}}$.

Метод сборки: регулирование точности замыкающих звеньев неподвижными компенсаторами.

Тип компенсатора: учитывая пределы изменения замыкающих звеньев, назначим следующие типы компенсаторов:

для регулирования величины $\pm f_{AM}$ примем набор прокладок разной толщины;

для регулирования осевой игры $C_{+ei_{\Delta}}^{+es_{\Delta}}$ примем набор прокладок разной толщины.

Метод расчета: теоретико-вероятностный.

Исходные данные.

1. Чертеж редуктора (см. рис. 5.9).
2. Схемы сборочных размерных цепей (см. рис. 5.14).
3. Номинальные размеры составляющих звеньев I_i и B_i (табл. 5.5 и 5.6).
4. Точность конической зубчатой передачи: 8-В ГОСТ 1758-81.
5. Тип роликовых конических однорядных подшипников – 7613 класса точности – 0. Монтажная высота подшипника $T = 51,75 \pm 0,25$ и ширина внутреннего колеса $B = 48_{-0,3}$ по ГОСТ 333-71, ГОСТ 520-71.

6. Номинальные размеры и предельные отклонения замыкающих звеньев.

К задаче № 1 (размерная цепь И): отклонение вершины делительного конуса колеса относительно оси вращения шестерни $I_{\Delta} = \pm f_{AM} = 0 \pm 0,2$ – допуск, мм, (табл. П1.9); $T_{\Delta} = 0,40$; $es_{\Delta} = +0,20$; $ei_{\Delta} = -0,20$; $E_{m_{\Delta}} = 0$.

К задаче № 2 (размерная цепь Б): осевая игра в коническом роликоподшипнике $B_{\Delta} = C_{+ei_{\Delta}}^{+es_{\Delta}} = 0_{+0,080}^{+0,150}$ (табл. П1.16): $T_{\Delta} = 0,07$; $es_{\Delta} = +0,15$; $ei_{\Delta} = -0,08$; $E_{m_{\Delta}} = +0,115$.

Для удобства расчета относим осевой зазор C к расстоянию между торцом наружного кольца подшипника и торцом фланца крышки.

7. Радиальный зазор в радиальном однорядном шариковом подшипнике $S = 0_{+0,013}^{+0,033}$ (табл. П1.16).

Последовательность решения параллельно связанных размерных цепей И и Б зависит от последовательности сборки узла и регулирования за-

мыкающих звеньев I_{Δ} и B_{Δ} . Вначале регулируют совпадение вершины делительного конуса с осью вращения конической шестерни I_{Δ} , а затем – зазор между торцевыми поверхностями наружного кольца и крышки B_{Δ} . В этой же последовательности решаются размерные цепи И и Б.

Коэффициенты α_i и λ_i выбираем по табл. П1.6.

Расчет размерной цепи И.

Размерная цепь И состоит из следующих звеньев:

I_{Δ} – замыкающее звено, равное $0 \pm 0,20$ (исходные данные);

$I_1 = 90$ мм (см. рис. 5.9) – размер конического колеса от базового торца до вершины делительного конуса;

$I_2 = 90$ мм (см. рис. 5.9) – высота дистанционного кольца;

$I_3 = 51,75 \pm 0,25$ – монтажная высота подшипника по ГОСТ 333-71;

$I_4 = 15$ мм (см. рис. 5.9) – расстояние между торцевыми поверхностями крышки;

$I_5 = 0,75$ мм – предварительно назначенная толщина набора прокладок для регулирования положения вершины делительного конуса конического колеса относительно оси вращения конической шестерни;

$I_6 = 166$ мм (см. рис. 5.9) – расстояние в корпусе от торца прилива до оси отверстия под стакан опоры вала шестерни;

I_7 – несоосность внутренней и наружной цилиндрических поверхностей стакана, принимается [7, с. 174] примерно равным $0,3T_a (T_a = 2|f_a|, \text{табл. П1.11})$, т.е. равным $0 \pm 0,06$ мм;

I_8 – смещение центра дорожки качения наружного кольца левого подшипника вала шестерни принимаем [7, с. 174] равным половине биения дорожки качения ($R_a = 25$ мкм, табл. П1.22), т.е. равным $0,013$ мм;

$I_9 = 0,013$ мм – то же для правого подшипника опоры вала шестерни;

I_{10} – радиальный зазор в шариковом однорядном подшипнике – $0^{+0,033}_{+0,013}$ (табл. П1.14).

Назначим расширенные допуски на составляющие звенья I_1 , I_2 , I_4 и I_6 по табл. 2.2:

$$I_1 = 90 \pm \frac{IT_{12}}{2} = 90 \pm 0,175;$$

$$I_2 = 10h_{12}_{(-0,15)};$$

$$I_4 = 15 \pm \frac{IT_{12}}{2} = 15 \pm 0,09;$$

$$I_6 = 1266h_{12}_{(-0,40)}.$$

Допуск на компенсатор I_5 назначим из условия (2.15)

$$T_k = z_{\Pi} T_{ik}.$$

Предварительное число прокладок в наборе

$$z_{\Pi} = \frac{I_5}{T_{\Delta}} = \frac{0,75}{0,40} = 1,88.$$

Округляем z_{Π} до 2, т. е. $z_{\Pi} = 2$.

В качестве прокладки выберем стальную ленту $h = T_{\Delta} = 0,40$ мм с допуском на изготовление $T_{ik} = 0,04$ мм (табл. П1.25).

Тогда

$$T_k = z_{\Pi} T_{ik} = 2 \cdot 0,04 = 0,08 \text{ мм.}$$

Примем в расчетах симметричное расположение поля допуска компенсатора, мм:

$$I_5 = 0,75 \pm 0,04.$$

Данные о составляющих звеньях запишем в виде табл. 5.5.

Рассчитаем по формуле (2.18) производственный допуск замыкающего звена, мм (при $P = 0,27$ %):

$$T'_{\Delta} = 3 \sqrt{\sum_1^{10} \lambda_i^2 \xi_i^2 (T'_i)^2} = 3 \sqrt{0,33^2 (0,38^2 + 0,15^2 + 0,5^2 + 0,18^2 + 0,08^2 + 0,40^2) + 0,4^2 (0,12^2 + 4^2 \cdot 0,013^2 + 5^2 \cdot 0,013^2 + 5^2 \cdot 0,013^2 + 0,6^2 \cdot 0,02^2)} = 0,783.$$

Таблица 5.5 – Параметры звеньев размерной цепи И (см. рис. 5.14) регулирования точности совмещения вершины делительного конуса конического колеса с осью вращения конической шестерни

Размеры			Характеристики размеров						Коэффици- циенты	
обозначение	характер звена	ζ_i	предварительные			окончательные				
			HP_{ei}^{es}	E_{m_i}	T_i	$HP_{ei}'^{es}$	E'_{m_i}	T_i		
И _Δ	—	—	0±0,20	0	0,40	0±0,20	0	0,40	0	0,33
И ₁	ум.	−1	90±0,175	0	0,35	90±0,175	0	0,35	0	0,33
И ₂	ум.	−1	10 _{−0,15}	−0,075	0,15	10 _{−0,15}	−0,542	0,15	0,1	0,33
И ₃	ум.	−1	51,75±0,25	0	0,50	51±0,25	0	0,50	0	0,33
И ₄	ум.	−1	15±0,09	0	0,18	15±0,09	0	0,18	0	0,33
И ₅	ув.	−1	0,75±0,04	0	0,08	0,75±0,04	0	0,08	0	0,33
И ₆	ув.	−1	166 _{−0,4}	−0,2	0,40	166 _{−0,4}	−0,2	0,40	0,1	0,33
И ₇	ув.	+1	0±0,06	0	0,12	0±0,06	0	0,12	0	0,4
И ₈	ув.	+1	0 ^{+0,013}	+0,0065	0,013	0 ^{+0,013}	+0,0065	0,013	−0,1	0,4
И ₉	ув.	+1	0 ^{+0,013}	+0,0065	0,013	0 ^{+0,013}	+0,0065	0,013	−0,1	0,4
И ₁₀	ув.	−1	0 ^{+0,033} _{+0,013}	+0,023	0,02	0 ^{+0,033} _{+0,013}	+0,023	0,02	0	0,4

Установим по формуле (2.19) компенсацию, мм:

$$T_{\text{комп}} = T'_\Delta - T_\Delta = 0,783 - 0,40 = 0,383.$$

По формуле (2.20) определим число прокладок z в наборе

$$z = \frac{T_{\text{комп}}}{T_\Delta} + 1 = \frac{0,383}{0,4} + 1 = 1,96.$$

Принимаем $z_{\text{п}} = 2$.

Рассчитаем по формуле (2.17) среднее отклонение производственного поля допуска замыкающего звена, мм:

$$\begin{aligned}
E'_{m_{\Delta}} = & \sum_1^{10} \xi_i (E_{m_i} + \alpha_i \frac{1}{2} T'_{\Delta}) = 0 + (-1) \left[-0,075 + (+0,1) \frac{1}{2} 0,15 \right] + \\
& + 0 + 0 + 0 + (+1) \left[-0,2 + (+0,1) \frac{1}{2} 0,4 \right] + 0 + (5) \left[+0,0065 + (-0,1) \frac{1}{2} 0,013 \right] + \\
& + (+4) \left[+0,0065 + (-0,1) \frac{1}{2} 0,013 \right] + (+0,6) \left[+0,023 + 0 \cdot \frac{1}{2} 0,02 \right] = -0,036.
\end{aligned}$$

Определим по формуле (2.21) поправку $E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}}$ корректирующего звена

I_2 (для увеличивающего компенсирующего звена), мм:

$$E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}} = E_{m_{\Delta}} - E'_{m_{\Delta}} - \frac{1}{2} T'_{\Delta} + E_{m_5} + I_5 = 0 - (-0,036) - \frac{1}{2} 0,783 + 0 + 0,75 = 0,39.$$

Корректирующее звено I_2 входит в число уменьшающих звеньев и его среднее скорректированное отклонение $E_{m_{\text{кор}}}^{\text{изм}}$ (мм) можно рассчитать по формуле (2.24) со знаком «минус»:

$$E_{m_{\text{кор}}}^{\text{изм}} = E_{m_2} - E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}} = -0,075 - (+0,39) = -0,465.$$

Тогда

$$I_2 = (10 - 0,465)_{-0,15} = 9,53_{-0,15} = 10_{-0,615}^{-0,465};$$

$$E_{m_2}^{\text{изм}} = \frac{es_2 + ei_2}{2} = \frac{-0,465 - 0,615}{2} = -0,540.$$

Расчет размерной цепи Б.

Размерную цепь Б образуют следующие звенья:

$B_{\Delta} = 0_{+0,080}^{+0,150}$ – замыкающее звено (исходные данные);

$B_1 = T = 51,75 \pm 0,25$ – монтажная высота подшипника (исходные данные);

$B_2 = 110$ мм (см. рис. 5.9) – расстояние между торцовыми поверхностями вала конического колеса;

$B_3 = 70$ мм (см. рис. 5.9) – ширина ступицы конического колеса;

$$B_4 = I_2 = 10_{-0,615}^{-0,465};$$

$$B_5 = I_3 = 51,75 \pm 0,25;$$

$$B_6 = I_4 = 15 \pm 0,09;$$

$$B_7 = I_5 = 0,75 \pm 0,04;$$

$B_8 = 320$ мм (см. рис. 5.9) – расстояние между торцами приливов корпуса редуктора;

$B_9 = 0,75$ – предварительно принятая толщина набора прокладок компенсатора для регулирования точности замыкающего звена B_Δ ;

$B_{10} = 13$ мм (см. рис. 5.9) – расстояние между торцовыми поверхностями крышки.

Назначаем по табл. 2.2 рассчитанные поля производственных допусков составляющих звеньев B_2, B_3, B_8 и B_{10} : $B_2 = 110h12_{(-0,35)}$; $B_3 = 70h12_{(-0,30)}$;

$$B_8 = 320 \pm \frac{IT12}{2} = 320 \pm 0,285; \quad B_{10} = 13 \pm \frac{IT12}{2} = 13 \pm 0,09.$$

Допуск на компенсатор принимаем из условия $T_k \leq T_\Delta$.

Тогда

$$B_9 = 0,75 \pm 0,035.$$

Сведения о параметрах звеньев размерной цепи B вносим в табл. 5.6.

В качестве первой, самой тонкой прокладки принимаем ленту стальную (табл. П1.25) толщиной $h_1 = 0,07 \pm 0,005$.

Определим по формуле (2.18) производственный допуск замыкающего звена, мм (при $P = 0,27\%$):

$$T'_\Delta = 3 \sqrt{\sum_{i=1}^{10} \lambda_i^2 (T'_i)^2} = 3 \sqrt{0,33^2 (0,5^2 + 0,35^2 + 0,30^2 + 0,15^2 + 0,18^2 + 0,57^2 + 0,07^2 + 0,18^2)} = 0,89.$$

Определим величину компенсации (мм) по формуле (2.19)

$$T_{\text{комп}} = T'_\Delta - T_\Delta = 0,89 - 0,07 = 0,82.$$

Таблица 5.6 – Параметры звеньев цепи Б (см. рис. 5.14) регулирование точности осевой игры в конических роликоподшипниках опоры вала колеса

Размеры			Характеристики размеров						Коэффици- циенты	
обозначение	характер звена	ξ_i	предварительные			окончательные				
			HP_{ei}^{es}	E_{m_i}	T_i'	HP_{ei}^{res}	E'_{m_i}	T_i'		
Б _Δ	–	–	$0^{+0,150}_{+0,080}$	+0,015	0,07	$0^{+0,150}_{+0,080}$	+0,015	0,07	0	0,33
Б ₁	ум.	–1	$51,75 \pm 0,25$	0	0,50	$51,75 \pm 0,25$	0	0,50	0	0,33
Б ₂	ум.	–1	$110_{-0,35}$	–0,175	0,35	$110_{-0,35}$	–0,175	0,35	0,1	0,33
Б ₃	ум.	–1	$70_{-0,30}$	–0,15	0,30	$70_{-0,30}$	–0,15	0,30	0,1	0,33
Б ₄	ум.	–1	$10^{+0,465}_{-0,615}$	–0,540	0,15	$10^{+0,465}_{-0,615}$	–0,540	0,15	0,1	0,33
Б ₅	ум.	+1	$51,75 \pm 0,25$	0	0,50	$51,75 \pm 0,25$	0	0,50	0	0,33
Б ₆	ум.	+1	$15 \pm 0,09$	0	0,18	$15 \pm 0,09$	0	0,18	0	0,33
Б ₇	ув.	+1	$0,75 \pm 0,04$	0	0,08	$0,75 \pm 0,04$	0	0,08	0	0,33
Б ₈	ув.	+1	$320 \pm 0,285$	0	0,57	$320 \pm 0,285$	0	0,57	0	0,33
Б ₉	ув.	+1	$0,75 \pm 0,035$	0	0,07	$0,75 \pm 0,035$	0	0,07	0	0,33
Б ₁₀	ум.	+1	$13 \pm 0,09$	0	0,18	$13^{+0,346}_{-0,526}$	–0,436	0,18	0	0,33

Определим по формуле (2.17) координату середины поля допуска замыкающего звена, мм:

$$E'_{m_{\Delta}} = \sum_1^{10} \xi_i \left(E_{m_i} + \alpha_i \frac{T'_i}{2} \right) = 0 + (-1) \left[(-0,75) + 0,1 \frac{0,3}{2} \right] + (-1) \left[(-0,15) + 0,1 \frac{0,3}{2} \right] +$$

$$+ (-1) \left[(-0,542) + 0,1 \frac{0,15}{2} \right] + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 = 0,876.$$

Определим по формуле (2.21) поправку $E_{m_{кор}}^{попр}$, мм (компенсирующее звено является увеличивающим):

$$E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}} = E_{m_{\Delta}} - E'_{m_{\Delta}} - \frac{1}{2}T'_{\Delta} + E_{m_9} + B_9 = 0,115 - 0,876 - \frac{1}{2}0,89 + 0 + 0,75 = -0,436.$$

Тогда

$$E_{10} = (13 - 0,436) \pm 0,09 = 13_{-0,526}^{-0,346};$$

$$E_{m_{10}} = 0,5(es_{10} + ei_{10}) = 0,5[(-0,346) + (-0,526)] = -0,436.$$

Рассчитаем по формуле (2.34) наибольший размер заготовки неподвижного компенсатора (мм), который является увеличивающим составляющим звеном размерной цепи Б:

$$B_9^{\text{max}} = B_9 + E_{m_9} + E_{m_{\Delta}} - E'_{m_{\Delta}} + \frac{1}{2}T_{\text{комп}} = 0,75 + 0 + 0,115 - 0,76 + \frac{1}{2}0,82 = 0,515.$$

В соответствии с выражением (2.29) толщина (мм) последней, самой толстой прокладки должна быть:

$$h_{\text{max}} \geq 0,5B_9^{\text{max}} \geq 0,2575.$$

Следовательно, в набор должны входить компенсаторные прокладки следующих толщин, мм (формула (2.30)): $h_1=0,07$; $h_2=0,14$; $h_3=0,28$; $h_4=0,56$.

При этом условие (2.31) выполняется: $0,07 + 0,14 + 0,28 + 0,56 = 1,05$, т.е. $1,05 > 0,515$.

5.4. Размерные цепи червячного редуктора

На рис. 5.15 дана компоновка червячного редуктора.

Опорами червяка и вала червячного колеса являются конические роликоподшипники.

Точность расположения осей посадочных отверстий в корпусе редуктора, а также точность размеров поверхностей детали, входящих в сборочные единицы червяка и вала червячного колеса, получены путем решения сборочных размерных цепей.

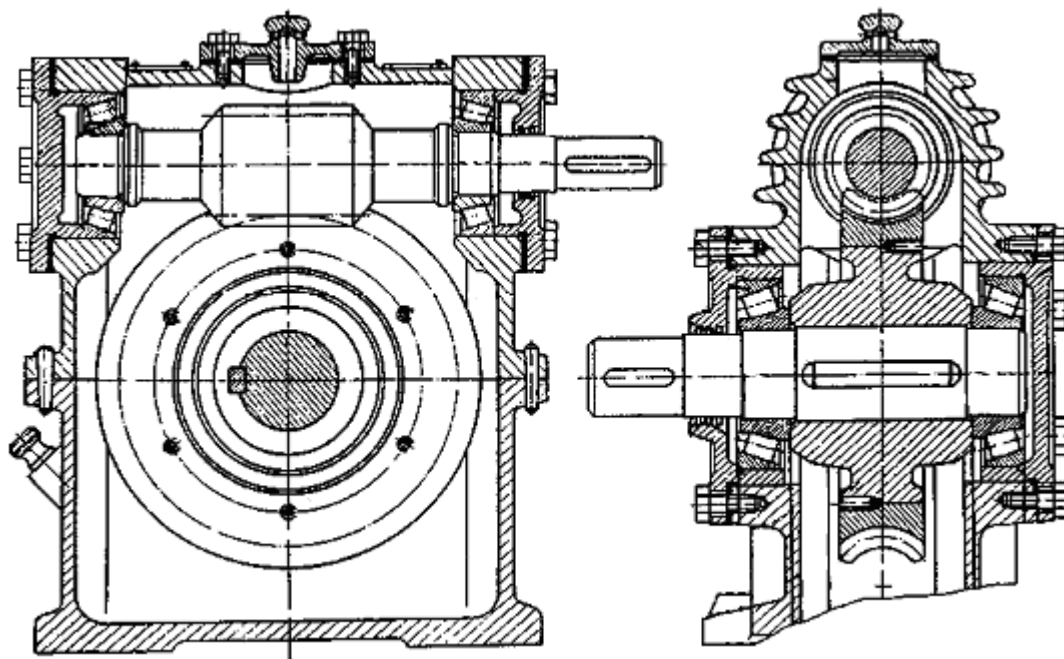


Рисунок 5.15 – Червячный редуктор

5.4.1. Решаемые задачи, исходные звенья и размерные цепи

В червячной передаче с нерегулируемым положением осей показателями, определяющими контакт зубьев червячного колеса с витками червяка являются:

- отклонение межосевого расстояния в червячной передаче f_{a_r} , которое представляет разность действительного и номинального межосевых расстояний в собранной передаче (рис. 5.16 а);
- смещение средней плоскости червячного колеса в передаче f_{x_r} (рис. 5.17 а), которое представляет расстояние между средней плоскостью червячного колеса и плоскостью, перпендикулярной его оси, проходящей через ось червяка в собранной передаче;
- предельные отклонения межосевого угла в червячной передаче $\pm f_{\Delta}$ (рис. 5.18).

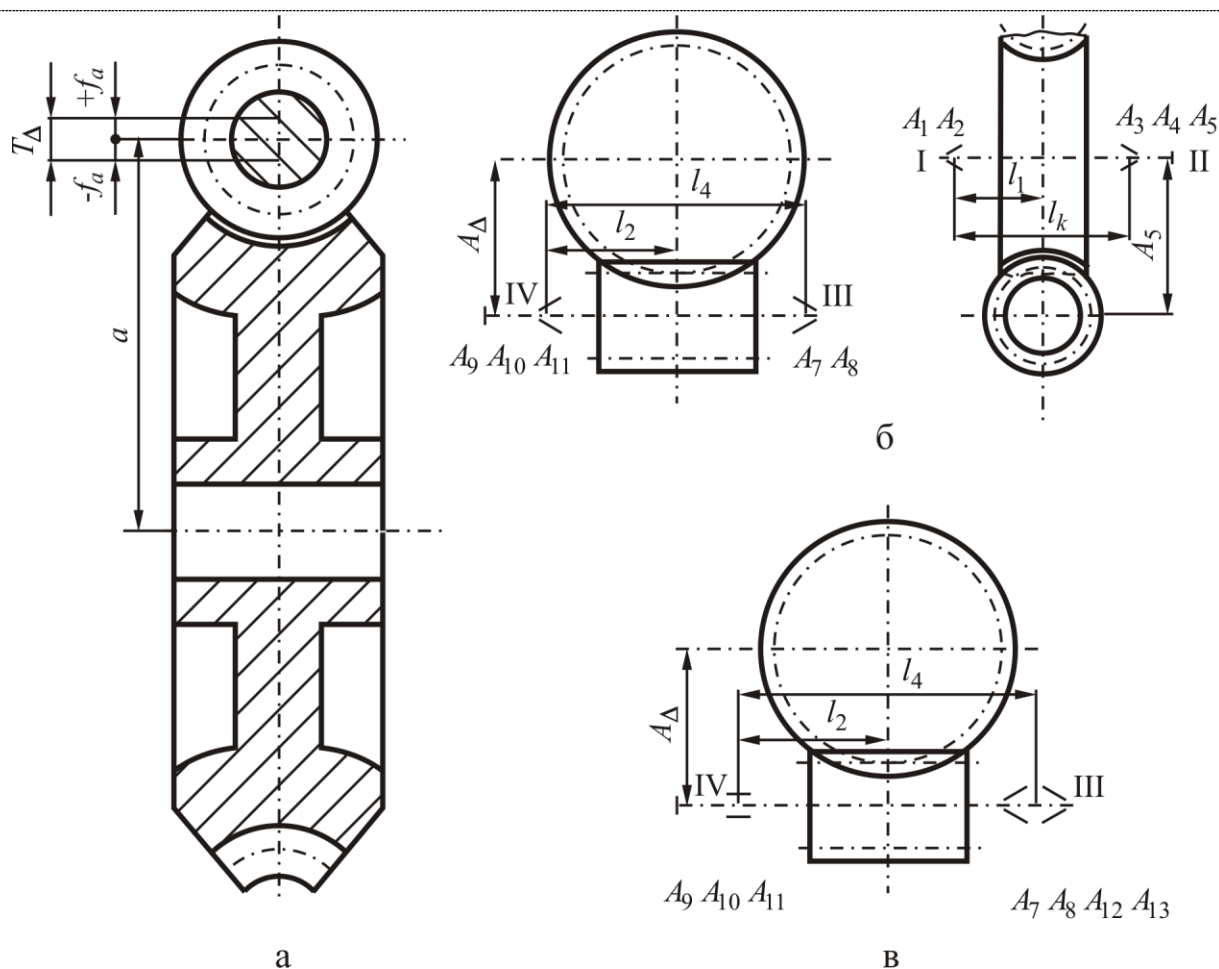


Рисунок 5.16 – Схемы, поясняющие расчет точности размеров деталей, влияющих на точность межосевого расстояния a при сборке

Показатели норм точности червячной передачи во многом зависят также от осевого зазора C в конических упорных роликоподшипниках (см. рис. 5.2).

Отмеченные выше показатели нормы контакта в червячной передаче с нерегулируемым положением осей составят задачи размерного анализа точности узлов вала червячного колеса и червяка.

Исходными звеньями сборочных размерных цепей червячной передачи являются:

1. Межосевое расстояние a (см. рис. 5.16 а) в размерной цепи A (см. рис. 5.16 б). Точность замыкающего звена A_{Δ} ограничивается двумя предельными отклонениями $\pm f_a$ с допуском $T_{\Delta} = 2|f_a|$. Величина допуска T_{Δ}

принимается по табл. П1.13 в зависимости от межосевого расстояния a и степени точности по норме контакта.

2. Расстояние между средней плоскостью зубчатого червячного венца колеса и осью червяка. Это расстояние с номинальным размером, равным нулю, ограничено двумя предельными отклонениями $\pm f_x$ (рис. 5.17 а). Точность замыкающего звена P_Δ в размерной цепи P (рис. 5.17 б) ограничена допуском $T_\Delta = 2|f_x|$. Величина предельного отклонения f_x принимается по табл. П1.13.

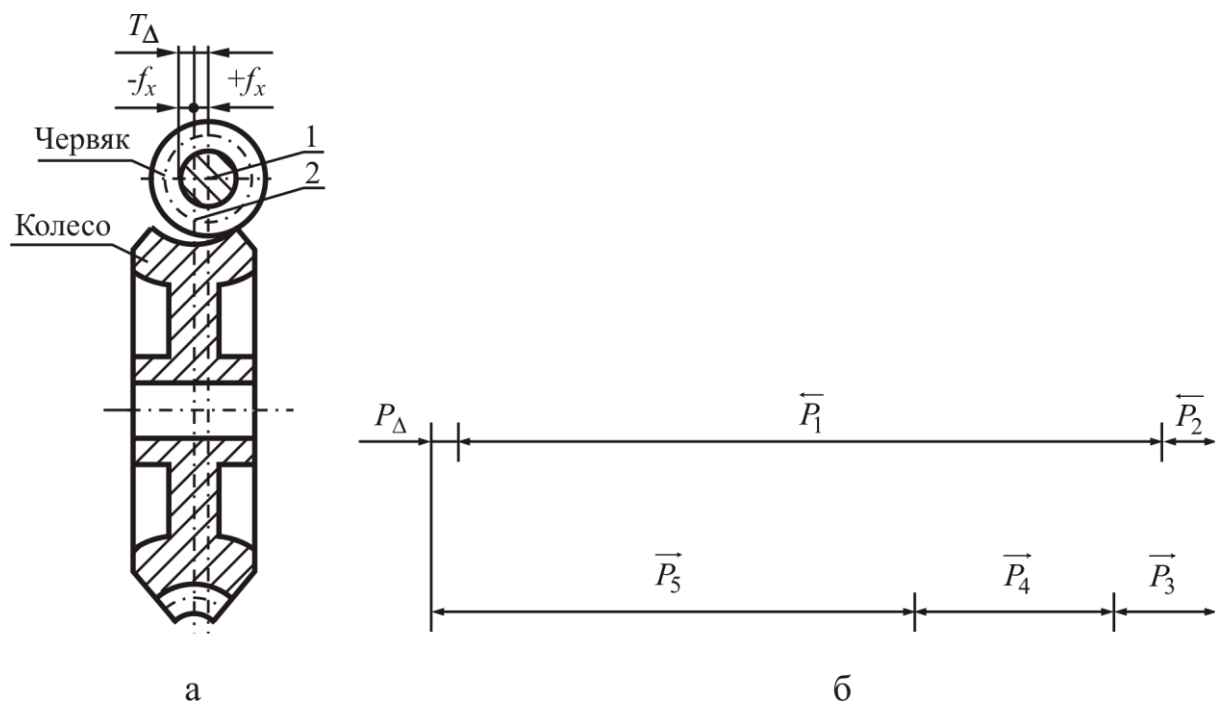


Рисунок 5.17 – Сборочная размерная цепь P с замыкающим звеном $P_\Delta = 0 \pm f_x$ вала червячного колеса (см. рис. 5.15): 1 – ось червяка; 2 – средняя плоскость червячного колеса

3. Угол φ_Δ между осями вращения вала червячного колеса и червяка (рис. 5.18 а) в размерной цепи φ (рис. 5.18 б). Замыкающее звено φ_Δ ограничено допуском $T_\Delta = 2|f_\Sigma|$. Норма контакта f_2 принимается по табл. П1.12 в зависимости от ширины венца червячного колеса и степени точности.

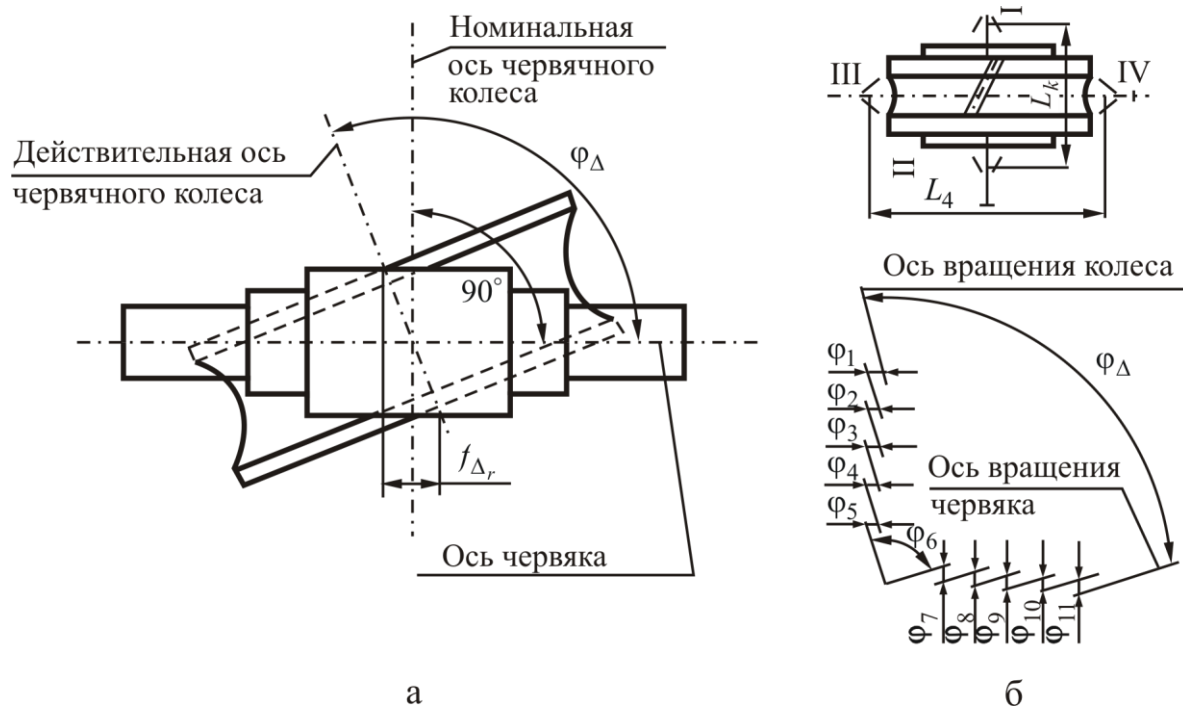


Рисунок 5.18 – Сборочная размерная цепь погрешностей, влияющих на действительный угол между осями вращения червяка и вала червячного колеса

4. Осевой зазор C в коническом роликоподшипнике (см. рис. 5.2) в размерной цепи P (рис. 5.19). Предельное отклонение на осевую игру принимают по табл. П1.16.

На рис. 5.16 даны схемы, поясняющие расчет точности размеров деталей, влияющих на точность межосевого расстояния a (замыкающее звено $A_{\Delta} = a \pm f_a$ размерной цепи A) червячного редуктора (см. рис. 5.15).

На замыкающее звено A_{Δ} размерной цепи A влияют зазоры в посадках соединений «кольцо подшипника–корпус», «кольцо–стакан» (на рис. 5.15 отсутствует), радиальные зазоры в подшипниках качения, несоосность беговых дорожек колец, а также действительный размер между осями посадочных отверстий в корпусе редуктора (табл. 5.7).

В процессе сборки червячного редуктора должно быть обеспечено в заданных пределах смещение средней плоскости червячного колеса. Допускаемое смещение средней плоскости червячного колеса ограничивается по-

грешностью f_{x_r} и нормируется двумя предельными отклонениями $\pm f_x$.

Допуск на смещение средней плоскости $T_\Delta = 2|f_x|$ (рис. 5.17 а).

Таблица 5.7 – Составляющие звенья размерной цепи A (см. рис. 5.16 б)

Вид геометрических погрешностей	Детали редуктора	Символ составляющего звена A	Точность исполнения A_4
Осевой зазор в подшипнике качения	Подшипник вала колеса	A_5	Табл. П1.15 – П1.18
	Подшипник червяка	A_{11}	
Зазор в посадке соединения кольцо–корпус (стакан)	Подшипник вала колеса	A_2, A_4	ГОСТ 3325-85, прил. 5
	Подшипник червяка	A_8, A_{10}	
Несоосность беговых дорожек наружных колец	Подшипник вала колеса	A_1, A_3	$1/2R_i$ [39]
	Подшипник червяка	A_7, A_9	
Расстояние между осями посадочных отверстий	Корпус	A_6	Расчет размерных цепей
Несоосность цилиндрических внутренней и наружной поверхностей	Стакан	A_{12}	$0,3 - 2 f_a $
Зазор в посадке соединения	Стакан–корпус	A_{13}	Посадки $\frac{H_7}{h_5}; \frac{H_7}{h_6}$

Таким образом, поле допуска на замыкающее звено расположено симметрично относительно размера, равного нулю.

Сборочная размерная цепь P включает следующие составляющие звенья: P_1 – расстояние в корпусе между осью отверстия под подшипники вала червяка и платиком; P_2 – размер компенсатора; P_3 – расстояние между торцами крышки подшипника; P_4 – монтажная высота T подшипника по стандарту; P_5 – расстояние между торцом ступицы и средней плоскостью зубчатого червячного венца.

Пример расчета сборочной размерной цепи P рассмотрен в п. 5.4.2.

Взаимное расположение в пространстве осей червяка и червячного колеса влияет на показатели нормы контакта зубьев червячного колеса с витками червяка и, в частности, их суммарное пятно контакта.

Отклонение межосевого угла φ_{Δ} (см. рис. 5.18 а) характеризует перекося осей вращения червяка и червячного колеса, нормируется погрешностью f_{Σ_r} и ограничивается двумя предельными отклонениями $\pm f_{\Sigma}$ с допуском $T_{\Delta} = \frac{2|f_{\Sigma}|}{B}$ на ширине зубчатого червячного венца колеса. Допуск перекося осей вращения валов в редукторе рассматривают с учетом расстояния L_0 между платиками опор червяка и колеса.

$$T_{\Delta} = \frac{2|f_{\Sigma}|L_0}{B}. \quad (5.13)$$

Геометрическое содержание составляющих звеньев размерной цепи φ дано в табл. 5.8.

Таблица 5.8 – Составляющие звенья φ_i сборочной размерной цепи φ (см. рис. 5.18)

Вид погрешности	Детали редуктора	Составляющие звенья φ_i
Осевой зазор в подшипниках, не воспринимающих внешнюю осевую нагрузку	Подшипники на валу колеса	φ_5
	Подшипники на валу червяка	φ_{11}
Зазор в посадке соединения наружное кольцо – корпус (стакан)	Подшипники на валу колеса	φ_3, φ_4
	Подшипники на валу червяка	φ_9, φ_{10}
Несоосность беговых дорожек наружного кольца подшипника	Подшипники на валу колеса	φ_1, φ_2
	Подшипники на валу червяка	φ_7, φ_8
Угол между осями посадочных поверхностей	Корпус	φ_6
Несоосность внутренней и наружной поверхностей	Стакан	φ_{12}
Зазор в посадке соединения	Стакан – корпус	φ_{13}

Особенности расчета размерной цепи φ даны в монографии [7].

5.4.2. Пример расчета размерных цепей червячного редуктора

Рассчитать точность размеров деталей сборочных единиц червяка и червячного колеса червячного редуктора (см. рис. 5.15), которая гарантирует при сборке решение *двух задач*.

1. Обеспечить совпадение средней плоскости зубчатого червячного колеса с осью вращения червяка. Исходным звеном является размер $P_{\Delta} = 0 \pm f_x$ (табл. П1.13).

2. Обеспечить в заданных пределах осевую игру в конических роликоподшипниках. Исходным звеном является осевой зазор, отнесенный к расстоянию между торцом наружного кольца и торцом крышки стакана $H_{\Delta} = 0_{ei_{\Delta}}^{ei_{\Delta}}$.

Предельные отклонения es_{Δ} и ei_{Δ} определить из табл. П1.16.

Метод сборки: метод регулирования неподвижным компенсатором.

Тип компенсатора: набор прокладок разной толщины.

Метод расчета: теоретико-вероятностный.

Исходные данные.

1. Чертеж редуктора (см. рис. 5.15).

2. Стандартные изделия в сборочных единицах:

подшипник роликовый конический однорядный типа 7613 класса точности 0;

монтажная высота $T = 51 \pm 0,25$;

ширина внутреннего кольца $B = 48_{-0,3}^0$.

3. Точность червячной передачи: 8-В ГОСТ 3675-81.

4. Межосевое расстояние (мм) $a_w = 172$.

5. Точность замыкающих (исходных) звеньев сборочных размерных цепей: $P_{\Delta} = 0 \pm 0,71$ (табл. П1.13); $H_{\Delta} = 0_{+0,080}^{+0,150}$ (табл. П1.16).

6. Номинальные размеры деталей редуктора (см. рис. 5.15).

Решение задачи.

Вначале составляются сборочные размерные цепи с замыкающими звеньями P_{Δ} и H_{Δ} (см. рис. 5.19) по общепринятой методике (разд. 1.3).

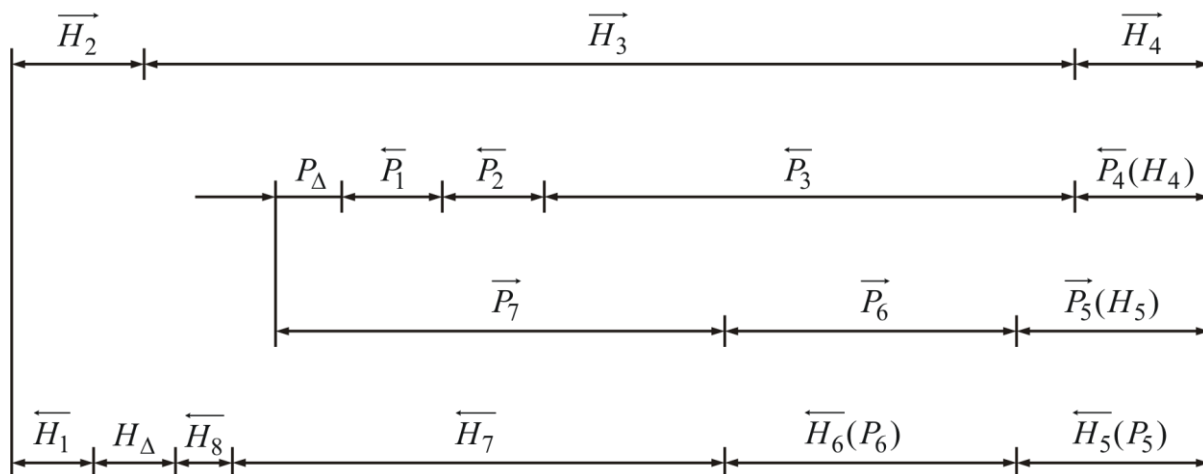


Рисунок 5.19 – Параллельно связанные размерные цепи вала колеса червячного редуктора

Размерные цепи P и H (см. рис. 5.19) имеют параллельный вид связи. Общими являются следующие звенья сборочных размерных цепей: $H_4 = P_4$.

Расчет размерной цепи P .

Размерную цепь P образуют следующие составляющие звенья:

$P_1 = P_2$ – смещение центра дорожек качения наружного кольца подшипника в левой и правой опорах червяка (численно равно половине радиального биения дорожки качения наружного кольца подшипника по ГОСТ 520-89 в опорах червяка). В нашем случае $P_1 = P_2 = 0^{+0,02}$ (подшипник № 7609 класса точности 0 с размерами $D = 100$ мм, $d = 45$ мм);

$P_3 = 135$ мм – расстояние в корпусе между осью посадочного отверстия под подшипники вала червяка и платиком;

$P_4 = 1$ мм – размер компенсатора (принимается предварительно);

$P_5 = 12$ мм – расстояние между торцевыми поверхностями крышки;

$P_6 = T = 51 \pm 0,25$ – монтажная высота подшипника [13, с. 261, 38, с. 31];

$P_7 = 73$ мм – расстояние между торцом ступицы и средней плоскостью зубчатого венца.

На составляющие звенья P_3, P_5 и P_7 назначим расширенные поля производственных допусков T'_i по табл. 2.2: $P_3 = 135 \pm \frac{IT12}{2} = 135 \pm 0,20$; $P_5 = 12 \pm \frac{IT12}{2} = 12 \pm 0,09$; $P_7 = 73 \pm \frac{IT12}{2} = 73 \pm 0,15$. Допуск на компенсатор P_4 принимаем из условия $T_k \leq T_\Delta$:

$$P_4 = 1 \pm 0,05.$$

Коэффициенты α_i и λ_i выбираем из табл. П1.6.

Информацию о параметрах составляющих звеньев вносим в табл. 5.9. Координату середины полей допусков составляющих звеньев рассчитываем по формуле (2.6). Результаты расчета записываем в табл. 5.9.

В качестве первой, самой тонкой прокладки принимаем ленту стальную (табл. П1.25) толщиной $h_1 \leq T_\Delta = 0,14 \pm 0,01$ мм.

Определим по формуле (2.18) производственный допуск замыкающего звена, мм (при $P = 0,27\%$):

$$T'_\Delta = 3 \sqrt{\sum_1^5 \lambda_i^2 (T'_i)^2} =$$

$$= 3 \sqrt{0,33^2 (0,02^2 + 0,02^2 + 0,4^2 + 0,1^2 + 0,18^2 + 0,5^2 + 0,3^2)} = 0,73.$$

Определим величину компенсации (мм) по зависимости:

$$T_{\text{комп}} = T'_\Delta - T_\Delta = 0,73 - 0,142 = 0,588.$$

Определим по формуле (2.17) координату середины поля допуска замыкающего звена (мм) при расширенных полях допусков составляющих звеньев:

$$E'_{m_\Delta} = \sum_1^7 \xi_i \left(E'_{m_i} + \alpha_i \frac{T'_i}{2} \right) =$$

$$= (-0,5)(+0,01+0) + (-0,5)(+0,01+0) + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 = -0,01.$$

Таблица 5.9 – Параметры звеньев сборочных размерных цепей вала червячного колеса редуктора (см. рис. 5.15)

Размеры			Расчетные параметры						Значения коэффи- циентов				
			предварительные			окончательные							
обозначения	характер звена	ξ_i	HP_{ei}^{es}	E_{m_i}	T_i	HP_{ei}^{res}	E'_{m_i}	T'_i	α_i	λ_i			
			P_Δ	–	–	0±0,071	0	0,142	0±0,071	0	0,142	0	0,33
			P_1	ум.	–0,5	0 ^{+0,02}	+0,01	0,02	0 ^{+0,02}	+0,01	0,02	0	0,33
			P_2	ум.	–0,5	0 ^{+0,02}	+0,01	0,02	0 ^{+0,02}	+0,01	0,02	0	0,33
			P_3	ум.	–1	135±0,20	0	0,40	135±0,20	0	0,40	0	0,33
			P_4	ум.	–1	1±0,05	0	0,10	1±0,05	0	0,10	0	0,40
			P_5	ув.	+1	12±0,09	–0,635	0,18	12 ^{–0,595} _{–0,715}	–0,635	0,18	0	0,33
			P_6	ув.	+1	51±0,25	0	0,50	51±0,25	0	0,50	0	0,33
			P_7	ув.	+1	73±0,15	0	0,30	73±0,15	0	0,30	0	0,33
			H_Δ	–	–	0 ^{+0,150} _{+0,080}	+0,115	0,07	0 ^{+0,150} _{+0,080}	+0,115	0,07	0	0,33
			H_1	ум.	–1	12 _{–0,18}	+0,09	0,18	12 ^{+0,18}	+0,09	0,18	0,1	0,33
			H_2	ув.	+1	1±0,035	0	0,07	1±0,035	0	0,07	0	0,33
			H_3	ув.	+1	270±0,26	0	0,52	270±0,26	0	0,52	0	0,33
			H_4	ув.	+1	1±0,05	0	0,10	1±0,05	0	0,10	0	0,33
			H_5	ум.	–1	12 ^{–0,595} _{–0,715}	–0,625	0,18	12 ^{–0,595} _{–0,715}	–0,625	0,18	0	0,33
			H_6	ум.	–1	51±0,25	0	0,50	51±0,25	0	0,50	0	0,33
H_7	ум.	–1	146 _{–0,40}	–0,20	0,40	146 _{–0,40}	–0,20	0,40	0,1	0,33			
H_8	ум.	–1	51±0,25	0	0,50	51±0,25	0	0,50	0	0,33			

Установим по формуле (2.21) поправку $E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}}$, мм (компенсирующее звено P_4 является уменьшающим):

$$E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}} = E_{m_{\Delta}} - E'_{m_{\Delta}} + \frac{T'_{\Delta}}{2} - E_{m_4} - 1 = 0 - (-0,01) + \frac{0,73}{2} - 1 = -0,625.$$

Изменяем величину среднего отклонения корректирующего звена $P_{5_{\text{кор}}}$. Звено P_5 является увеличивающим звеном, и измененное среднее отклонение рассчитывается по формуле (2.24), мм:

$$E_{m_{\text{кор}}}^{\text{изм}} = E'_{m_{\text{кор}}} + E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}} = 0 + (-0,625) = -0,625.$$

$$\text{Тогда } P'_5 = (12 - 0,625) \pm 0,09 = 12_{-0,715}^{-0,535}.$$

Рассчитываем по формулам (2.34) и (2.28) наибольший размер заготовки неподвижного компенсатора (мм), который является уменьшающим звеном сборочной размерной цепи P :

$$P_4^{\text{max}} = P_4 + E_{m_4} + E'_{m_{\Delta}} - E_{m_{\Delta}} + \frac{1}{2} T_{\text{комп}} = 1 + (-0,01) + 0 - 0 + \frac{0,588}{2} = 1,289.$$

В соответствии с выражением (2.29) толщина последней, самой толстой прокладки (мм) должна быть в пределах:

$$h_{\text{max}} \geq 0,5 P_4^{\text{max}} \geq 0,645.$$

Следовательно, в регулировочный набор должны входить компенсаторные прокладки следующих толщин (2.30): $h_1 = 0,14$ мм; $h_2 = 0,28$ мм; $h_3 = 0,56$ мм; $h_4 = 1,12$ мм.

При этом условие (2.31) выполняется: $0,14 + 0,28 + 0,56 + 1,12 = 2,1$, т.е. $2,1 > 1,289$.

Расчет размерной цепи H .

Размерную цепь H образуют следующие исходные звенья:

$H_1 = 12$ мм – расстояние между торцевыми поверхностями крышки;

$H_2 = 1$ мм – толщина набора прокладок разной толщины;

$H_3 = 270$ мм – расстояние между торцами корпуса;

$$H_4 = P_4 = 1 \pm 0,05;$$

$$H_5 = P_5 = 12_{-0,715}^{-0,535};$$

$$H_6 = H_8 = P_6 = 51 \pm 0,25 \text{ – монтажная высота подшипника};$$

$$H_7 = 146 \text{ мм – длина ступицы червячного колеса.}$$

Назначим расширенные допуски на составляющие звенья H_1, H_3 и H_7 (см. табл. 2.2):

$$H_1 = 12h12_{(-0,18)};$$

$$H_3 = 270 \pm \frac{IT12}{2} = 270 \pm 0,26;$$

$$H_7 = 14h12_{(-0,40)}.$$

Определим по формуле (2.18) величину производственного допуска замыкающего звена T'_Δ , мм (при $P = 0,27 \%$):

$$\begin{aligned} T'_\Delta &= 3 \sqrt{\sum_1^8 \lambda_i^2 (T_i')^2} = \\ &= 3 \sqrt{0,33^2 (0,18^2 + 0,07^2 + 0,52^2 + 0,1^2 + 0,18^2 + 0,5^2 + 0,4^2 + 0,5^2)} \approx 1,0. \end{aligned}$$

Определим по формуле (2.19) величину компенсации, мм:

$$T_{\text{комп}} = T'_\Delta - T_\Delta = 1,0 - 0,07 = 0,93.$$

Рассчитаем по формуле (2.17) среднее отклонение поля производственного допуска замыкающего звена, мм:

$$\begin{aligned} E'_{m_\Delta} &= \sum_1^8 \xi_i \left(E_{m_i} + \alpha_i \frac{T_i'}{2} \right) = (-1) \left[(-0,09) + 0,1 \frac{0,18}{2} \right] + 0 + 0 + 0 + \\ &+ (-1) \left[(-0,625) + 0 \frac{0,18}{2} \right] + 0 + (-1) \left[(-0,2) + 0,1 \frac{0,4}{2} \right] + 0 = 0,876. \end{aligned}$$

Установим по формуле (2.21) поправку $E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}}$, мм (компенсатор H_2 является увеличивающим звеном):

$$E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}} = E_{m_{\Delta}} - E'_{m_{\Delta}} - \frac{T'_{m_{\Delta}}}{2} + E_{m_2} + H_2 = 0,115 - (+0,876) - \frac{1,0}{2} + 0 + 1 = -0,271.$$

Изменяем величину среднего отклонения корректирующего звена H_1 , которое является уменьшающим составляющим звеном. Поэтому в формуле (2.24) проставляем знак минус и вычисляем измененное среднее отклонение, мм:

$$E_{m_{\text{кор}}}^{\text{изм}} = E_{m_{\text{кор}}} - E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}} = -0,09 - (-0,271) = +0,18.$$

$$\text{Тогда } H_1 = (12 + 0,18)_{-0,18} = 12^{+0,18}.$$

Определим по формуле (2.32) наибольший размер компенсатора H_2^{max} (мм) который является увеличивающим составляющим звеном:

$$H_2^{\text{max}} = H_2 + E_{m_2} + E'_{m_{\Delta}} + \frac{1}{2}T_{\text{комп}} = 1 + 0 + 0,115 - 0,876 + \frac{1}{2}0,93 = 0,70.$$

В соответствии с условием (2.29) толщина последней прокладки должна быть:

$$h_{\text{max}} \geq 0,5H_2^{\text{max}} \geq 0,35.$$

Определим количество и толщины прокладок в наборе компенсатора.

Принимаем в качестве первой, самой тонкой прокладки стальную ленту (табл. П1.25) толщиной

$$h_1 \leq T_{\Delta} = 0,07 \pm 0,005.$$

Следовательно, в набор прокладок должны входить компенсаторные прокладки следующих размеров, мм (формула (2.30)):

$$h_1 = 0,07;$$

$$h_2 = 0,14;$$

$$h_3 = 0,28.$$

При этом удовлетворяется условие (2.31):

$$0,07 + 0,14 + 0,28 = 0,29 > 0,35.$$

Глава 6

РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ СТАНОЧНОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

На современных полуавтоматах, автоматах, станках с программным управлением, особенно многооперационных станках и автоматических станочных комплексах задействованы одновременно десятки и даже сотни режущих инструментов. Наладка и подналадка их непосредственно на станке вызывает значительные простои оборудования, снижает производительность. Сокращения простоев оборудования, связанных с заменой, наладкой и подналадкой режущих инструментов, можно добиться путем повышения работоспособности режущих инструментов, размерной настройкой инструмента вне станка и внедрения подсистем контроля за состоянием инструмента в процессе резания.

Традиционное материальное, техническое и методическое обеспечение технологической подготовки производства практически неприемлемо для оборудования с ЧПУ.

Операции рабочего процесса программируются и выполняются автоматически. Поэтому необходимо заранее определить размеры приспособления и инструментальных блоков.

Автоматический цикл работы предъявляет особые требования к стабильности звеньев станочных размерных цепей.

На станках с ЧПУ производят обработку цилиндрических поверхностей с точностью до 6-го квалитета. Поэтому технологическая подготовка должна предусматривать размерный анализ станочных размерных цепей и настройку инструмента или инструментальных блоков на расчетные размеры вне станка с помощью специальных приборов. Приборы для предварительной настройки инструментальных блоков должны обеспечивать с высокой точностью контроль положения режущих кромок по одной или двум координатам станка и подготовить условия бесподналадочной замены инструмента.

6.1. Токарная технологическая система

6.1.1. Размерные цепи настройки токарного станка с ЧПУ

Пример размерной цепи технологической системы токарного станка дан на рис. 6.1.

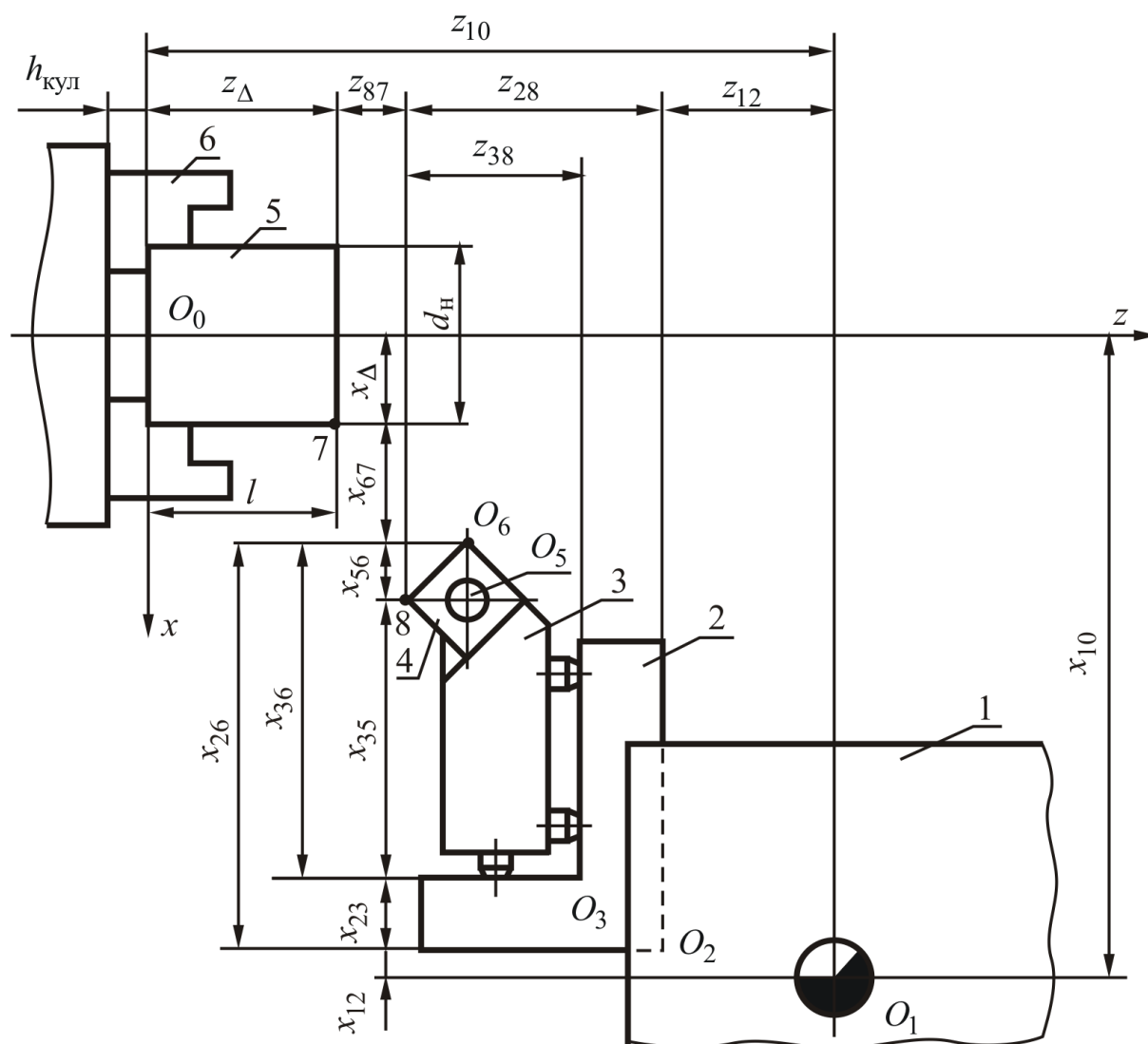


Рисунок 6.1 – Размерные цепи технологической системы токарного станка

При обработке детали (см. рис. 6.1) на токарном станке обеспечивается два размера обработанной поверхности: диаметр d и длина l .

Диаметр d (звено x_{Δ}) и длина l (звено z_{Δ}) являются замыкающими звеньями технологической системы токарного станка. Особенности формирования и расчет замыкающих звеньев технологических размерных цепей рассмотрен в п.п. 6.1.2 и 6.1.3.

Составляющие звенья размерных цепей (см. рис. 6.1) принадлежат различным элементам станочной технологической системы:

x_{10} , z_{10} – координаты револьверной головки в системе ЧПУ станка (паспорт станка);

x_{12} , z_{12} – координаты базовой поверхности револьверной головки в системе револьверной головки (паспорт станка);

x_{23} – расстояние между базовой и опорной поверхностями держателя инструментального блока (чертеж держателя);

x_{35} , x_{36} – размеры резца, настраиваемые вне станка;

x_{26} – настраиваемый размер инструментального блока;

x_{56} – размер СМП – расстояние от вершины резца до оси вращения СМП;

x_{67} – программное перемещение вершины резца в направлении, перпендикулярном оси вращения детали;

z_{28} – настраиваемый размер инструментального блока;

z_{78} – перемещение вершины резца в направлении оси вращения детали;

x_{Δ} , z_{Δ} – замыкающие звенья размерных цепей.

Решением станочной технологической размерной цепи устанавливается величина программного перемещения инструмента по координатам x и z (x_{67} , z_{87}), а также размеры для настройки инструмента или инструментального блока (x_{36} , z_{28}). Станочная технологическая система должна обеспечивать получение наладочных размеров (d_n и z_{Δ}). Под *наладочным размером* понимают размер, к которому следует стремиться при наладке станка.

В технической литературе встречаются рекомендации о том, что координатные точки рассчитывают по средним значениям конструктивных и технологических размеров. Однако при таком подходе к расчету настроечного размера не используется достаточно поле допуска на изготовление детали, что

приводит к необходимости более частых подналадок и, в конечном счете, к дополнительным потерям времени. При этом не учитываются геометрические погрешности системы СПИД.

Более рентабельное использование поля допуска обеспечивается при расчете программы по настроечному размеру (замыкающее звено размерной цепи), в котором учитываются погрешности обработки, наладки и измерения.

6.1.2. Замыкающее звено при наружной обточке и расточке

Действительный размер детали зависит от совокупности погрешностей механической обработки, которые носят случайный или систематический характер. При обработке партии деталей на отлаженном оборудовании и при заданном настроечном размере имеет место рассеяние размеров, как правило, по нормальному закону, и смещение кривой рассеяния по мере износа.

Если представить графически (рис. 6.2) различные действительные размеры $d_1, d_2, d_3, \dots, d_n$ деталей в порядке их обработки при условии стабилизации технологической системы СПИД, можно констатировать, что изменения диаметров находятся в определенной зоне $ABCD$. Эту зону называют *зоной распределения погрешностей*.

Общее рассеяние размеров D является суммой двух видов погрешностей: R – случайное рассеяние; $[u]$ – систематическое рассеяние.

Диапазон рассеяния R зависит от проявления случайных погрешностей элементов технологической системы.

Изменение $[u]$ действительного размера за определенный промежуток времени может быть определено по формуле

$$[u] = \Delta u + \Delta y, \quad (6.1)$$

где Δu – изменение положения режущей кромки, вызванное собственно размерным износом инструмента, мм;

Δy – изменение положения режущей кромки, вызванное отжимом инструмента под действием силы резания, мм.

Величина Δu может быть рассчитана по формуле

$$\Delta u = h_3 \operatorname{tg} \alpha, \quad (6.2)$$

где h_3 – износ по задней поверхности инструмента, мм;

α – задний угол инструмента.

При $[u] = (0,30 - 0,35)T_d$ возможно создание на станках адаптивных систем с автоматической подналадкой инструмента. Величина $[u]^*$ характеризует размерную стойкость инструмента, допускаемую точностью обрабатываемых деталей.

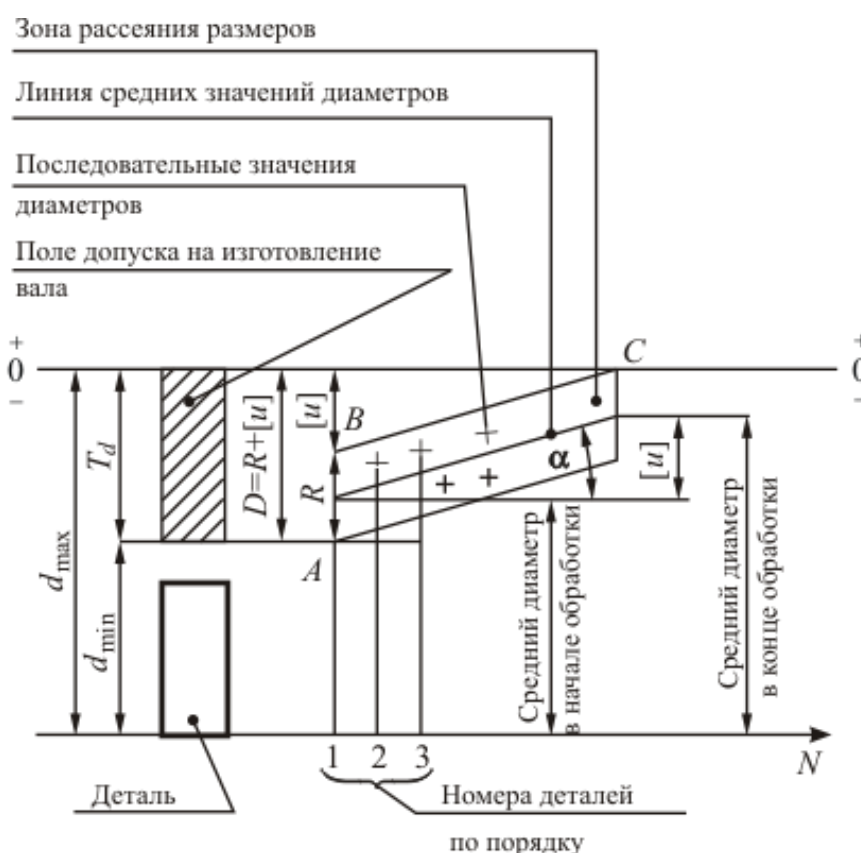


Рисунок 6.2 – Зона A, B, C, D распределения погрешностей механической обработки

Систематическая погрешность [38] может быть выражена линейной зависимостью вида:

$$[u] = aN, \quad (6.3)$$

* Известны также u_{\max} и u_0 : u_{\max} – размерный износ инструмента в пределах нормируемой стойкости инструмента T_{30} , T_{45} , T_{60} и т. д.; u_0 – удельный размерный износ, мкм/км пути резания.

где $a = \operatorname{tg} \alpha$ – коэффициент прямой средних величин действительного размера деталей;

N – число деталей.

Случайное рассеяние размеров R в общем зависит от большого числа явлений:

- отклонение последовательных положений деталей при их установке;
- деформация детали в зажимном приспособлении;
- изменение жесткости приспособления;
- качество упора при резании и перемещении инструмента на длине перехода;
- деформации детали при механической обработке в зависимости от действия силы резания;
- стабильность припуска и свойств материала и др.

Эксперименты показывают, что случайные погрешности имеют закон нормального распределения. Графическое распределение дисперсии приведено на рис. 6.3.

Основной характеристикой рассеяния случайной величины является дисперсия σ случайной величины.

Для выборочной партии деталей, обрабатываемых на отлаженном оборудовании при стабильных условиях резания, характеристикой случайной величины является выборочная дисперсия случайной величины. Она может быть рассчитана по формуле [38]:

$$S_a = \sqrt{\frac{\sum [y_i - (ax_i + b)]^2}{n - 2}}, \quad (6.4)$$

где x_i и y_i – координаты i -й детали;

$a = \operatorname{tg} \alpha$ – коэффициент прямой распределения;

b – ордината;

n – число деталей выборочной партии;

$$a = \frac{n \sum xy - \sum x \sum y}{n \sum x^2 - (\sum x)^2}; \quad b = \frac{\sum y - a \sum x}{n}. \quad (6.5)$$

Наиболее часто выборочную дисперсию рассчитывают по формуле

$$S^* = \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}, \quad (6.6)$$

где \bar{x} – среднее арифметическое значение отклонений действительного размера деталей:

$$\bar{x} = \frac{x_1 m_1 + x_2 m_2 + x_3 m_3 + \dots + x_k m_k}{m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_k}, \quad (6.7)$$

где m_1, m_2, m_3, \dots – число деталей, x_1, x_2, x_3, \dots – отклонения размера этих деталей.

По результатам измерений действительных отклонений (размеров) выборочной партии деталей можно установить наладочный размер как замыкающее звено x_{Δ} технологической размерной цепи (см. рис. 6.1).

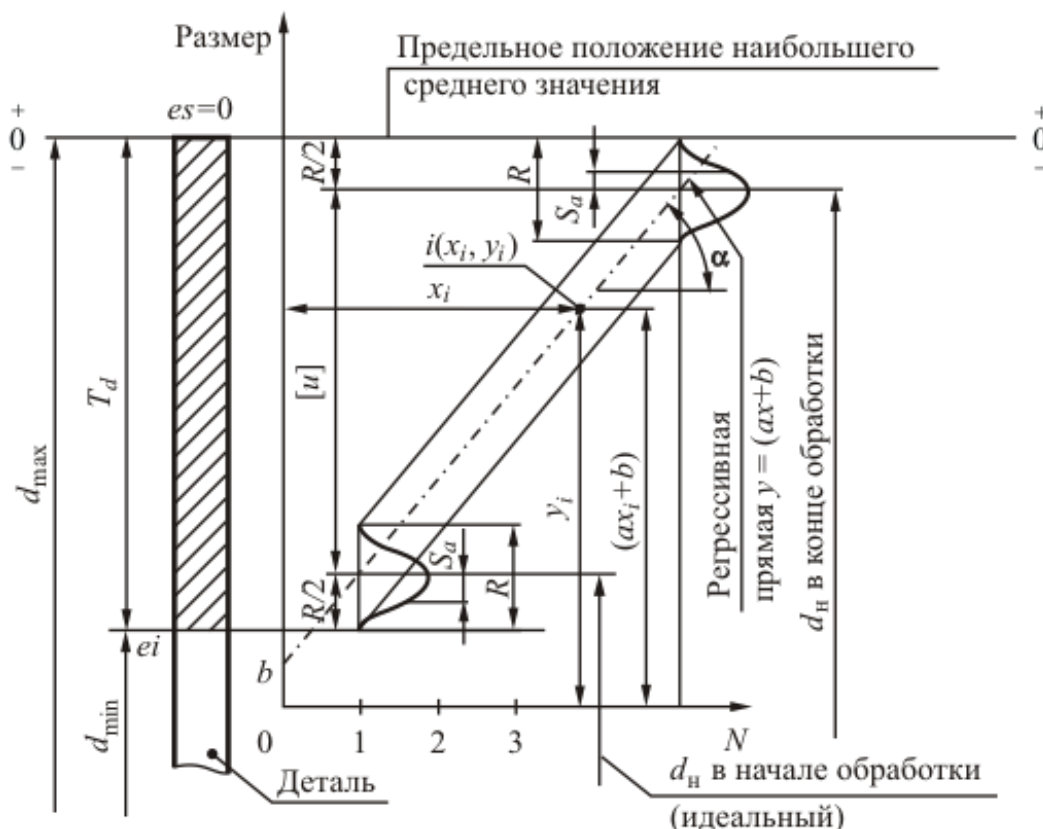
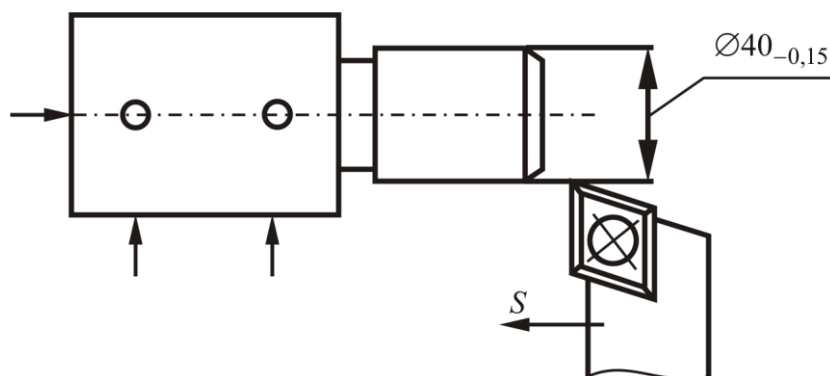


Рисунок 6.3 – Графическое изображение распределения случайной и систематической погрешностей

Ниже рассмотрен пример математической обработки результатов измерения выборочной партии деталей, обрабатываемых на налаженном оборудовании по схеме базирования, приведенной на рис. 6.4.

Рисунок 6.4 – Схема обработки деталей на размер $\varnothing 40_{-0,15}$:

$$T_d = 0,15 \text{ мм}; d = 40 \text{ мм}$$

Контроль деталей осуществляется относительным методом с помощью индикатора, настроенного на размер $d_3 = 39,850$ мм. Результаты измерения приведены в табл. 6.1. В этом случае действительный размер любой детали равен $d_3 + y_i$, например, первой детали – $d_1 = d_3 + y_1 = 39,858$ мм.

Таблица 6.1 – Значения действительных отклонений размеров партии деталей, мкм

X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
1	8	11	20	21	18	31	23	41	26
2	13	12	13	22	16	32	25	42	32
3	20	13	15	23	20	33	19	43	31
4	6	14	18	24	23	34	30	44	24
5	12	15	19	25	21	35	22	45	36
6	18	16	19	26	25	36	25	46	32
7	15	17	20	27	22	37	29	47	28
8	8	18	22	28	29	38	25	48	33
9	11	19	25	29	23	39	37	49	39
10	15	20	22	30	29	40	28	50	36

Результаты математической обработки можно представить в виде рис. 6.5.

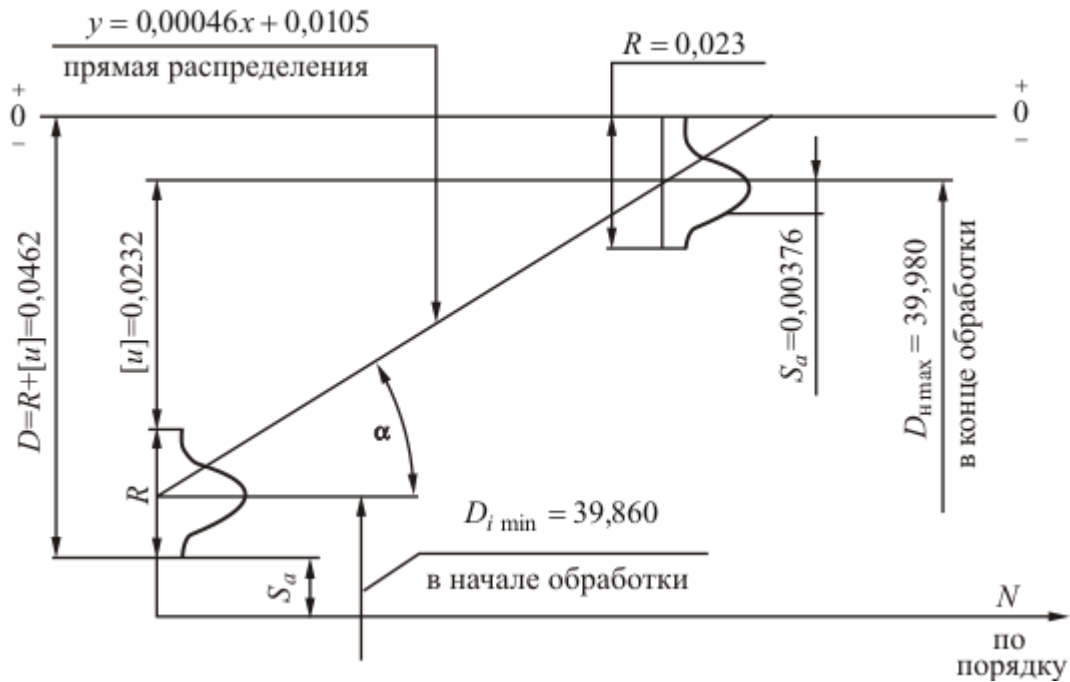


Рисунок 6.5 – Графическое изображение распределения случайной и систематической погрешностей для партии деталей с действительными отклонениями, приведенными в табл. 6.1

В случае предварительной настройки инструмента вне станка в расчете диаметров d_H и D_H учитывают допуск T_H настройки (рис. 6.6):
при обработке вала

$$d_H = d_{\min} + 3\sigma + \frac{T_H}{2}; \quad (6.8)$$

при обработке отверстия

$$D_H = D_{\max} - (3\sigma + \frac{T_H}{2}), \quad (6.9)$$

где d_{\min} и D_{\max} – приведенные размеры вала и отверстия соответственно;

σ – среднее арифметическое отклонение погрешностей;

T_H – допуск на настройку инструмента.

Допуск на настройку инструмента ограничивает погрешность настройки и установки инструмента:

$$\sqrt{\Delta_H^2 + \Delta_y^2} \leq T_H, \quad (6.10)$$

где Δ_H – погрешность настройки, зависящая от способа настройки, места настройки, технических характеристик средств настройки и опыта наладчика;

Δ_y – погрешность установки инструмента, зависящая от точности базирования инструмента и привалочных баз на приборе, приспособлении и на станке.

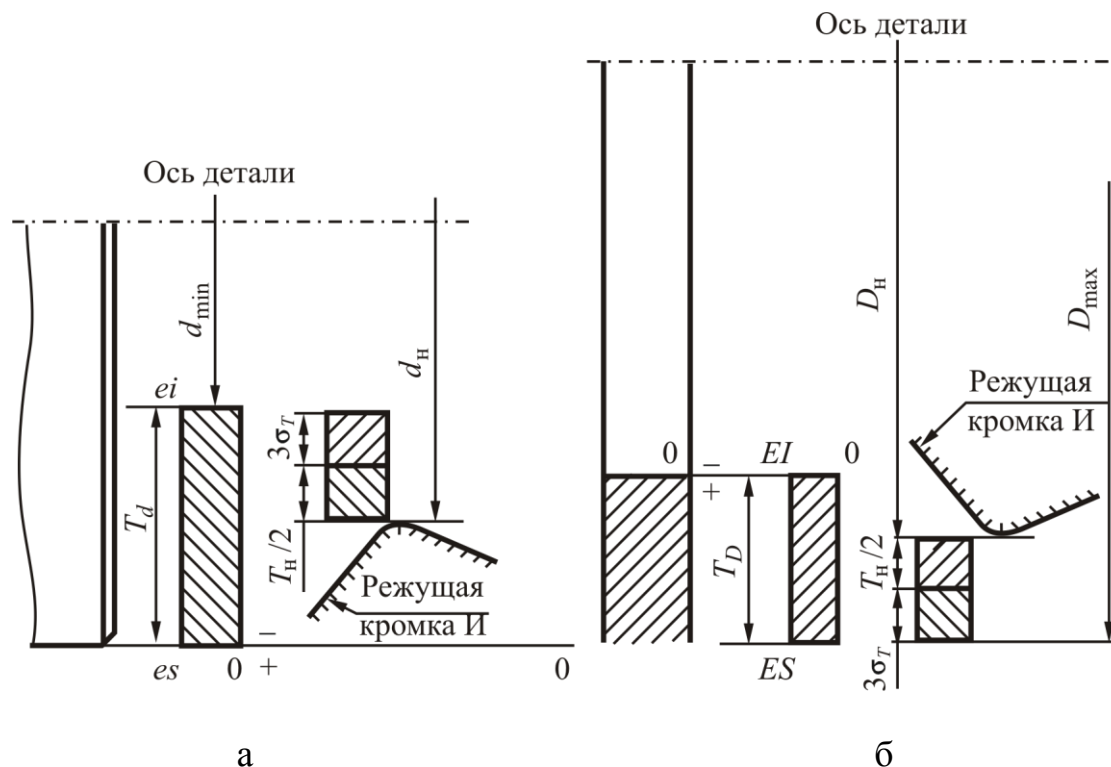


Рисунок 6.6 – Схема расположения полей допусков на изготовление детали и настройку инструмента: а – при наружном точении; б – при растачивании

Погрешности Δ_H и Δ_y можно ограничивать на стадии проектирования наладок:

$\Delta_H = 0,005 \dots 0,10$ мм – повышенные требования точности настройки;

Δ_H до 0,002 мм – нормальные требования к точности настройки;

$\Delta_y = 0,01$ мм – повышенные требования к точности установки инструмента;

$\Delta_y = 0,02$ мм – нормальные требования к точности установки инструмента.

Величина среднего арифметического отклонения σ может быть также нормирована на стадии проектирования наладки:

$\sigma \leq 0,005$ мм – отделочная обработка;

σ до 0,002 мм – чистовая обработка;

σ свыше 0,002 до 0,004 мм – получистовая обработка;

σ свыше 0,004 до 0,005 мм – черновая обработка.

При расчете настроечного размера учитывают погрешность измерения, которая должна составить примерно 10 % от допуска на размер.

6.1.3. Настроечный размер при подрезке торца

Рассмотрим определение размера L_H (звено z_Δ , см. рис. 6.1) для настройки станка при обработке серии деталей на станке на «упор» таким по величине, чтобы можно было обработать наибольшее количество деталей в течение стойкости режущего инструмента. Кроме того, допуск настройки инструмента T_H по величине должен быть максимально возможным, чтобы облегчить настройку режущего инструмента. Поэтому важно до начала настройки станка определить допуск и размеры настройки с учетом систематических и случайных погрешностей, связанных с износом режущего инструмента, с погрешностью станка и измерений при настройке.

Рассмотрим пример расчета настройки на примере подрезного резца (рис. 6.7).

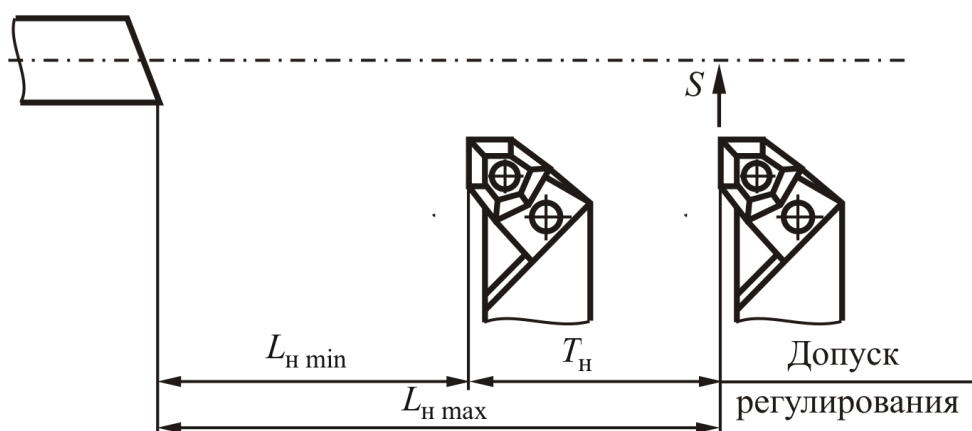


Рисунок 6.7 – Схема регулирования подрезного резца

На настроечный размер оказывают влияние следующие факторы:

- рассеяние случайной погрешности R ;
- образование систематической погрешности [38], связанной с износом инструмента;
- геометрические погрешности станка R_c .

В случае, когда $[u] = 0$ и $R_c = 0$, влияние R на настроенный размер можно представить схемой (рис. 6.8).

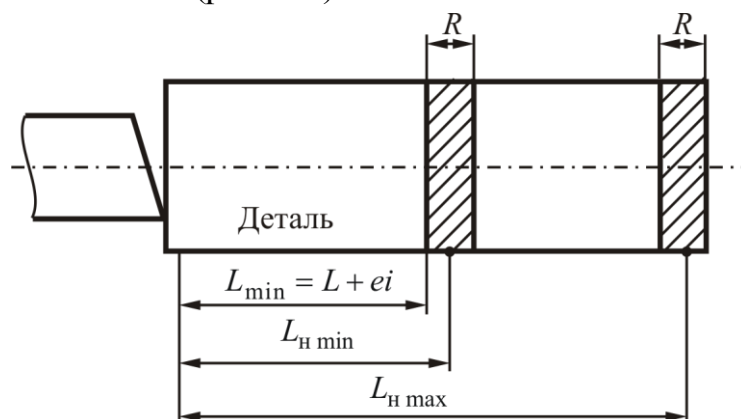


Рисунок 6.8 – Размеры для настройки $L_{n \min}$ и $L_{n \max}$ при $[u] = 0$ и $R_c = 0$

При $R = 0$ и $R_c = 0$ и систематической погрешности $[u] \neq 0$ настроечный размер $L_{n \max}$ можно показать следующей схемой (рис. 6.9).

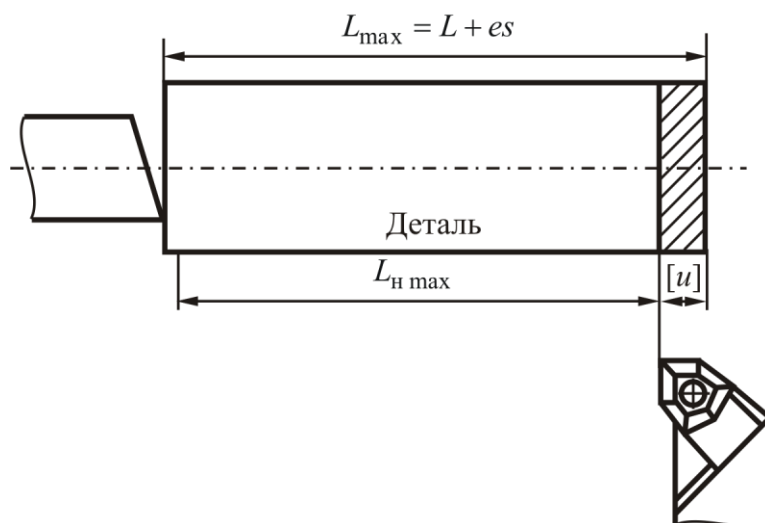


Рисунок 6.9 – Настроечный размер инструмента при условии, что $R = 0$ и $R_c = 0$

Действие погрешности станка R_c на наладочный размер можно представить следующей схемой (рис. 6.10).

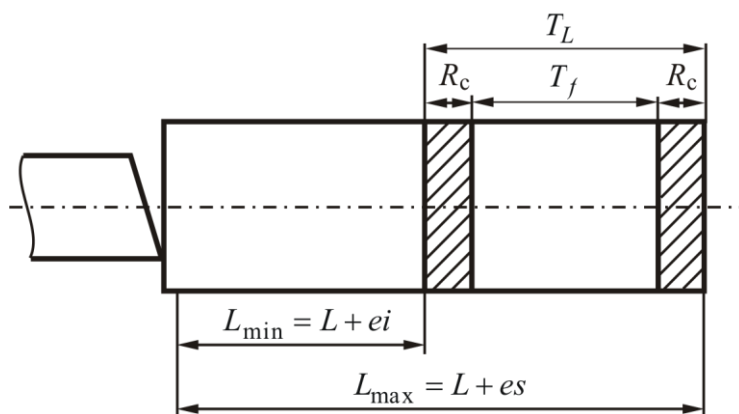


Рисунок 6.10 – Предельные размеры детали и геометрическая погрешность станка R_c при $[u] = 0$ и $R = 0$; T_f – производственный допуск

Совместное влияние рассмотренных геометрических погрешностей при обработке серии деталей на регулировочный размер, который должен быть как можно ближе к наименьшему предельному размеру детали (L_{\min}), можно представить следующими схемами (рис. 6.11 а, б).

Для случая (рис. 6.11 а) настроечные размеры можно рассчитать по формулам:

$$L_{H \min} = L_{\min} + R_c + \frac{R}{2}; \quad (6.11)$$

$$L_{H \max} = L_{\max} - \left(R_c + [u] + \frac{R}{2} \right). \quad (6.12)$$

Для случая (рис. 6.11 б), когда износ режущего инструмента уменьшает размеры детали:

$$L_{H \min} = L_{\min} + R_c + [u] + \frac{R}{2}; \quad (6.13)$$

$$L_{H \max} = L_{\max} - \left(R_c + \frac{R}{2} \right). \quad (6.14)$$

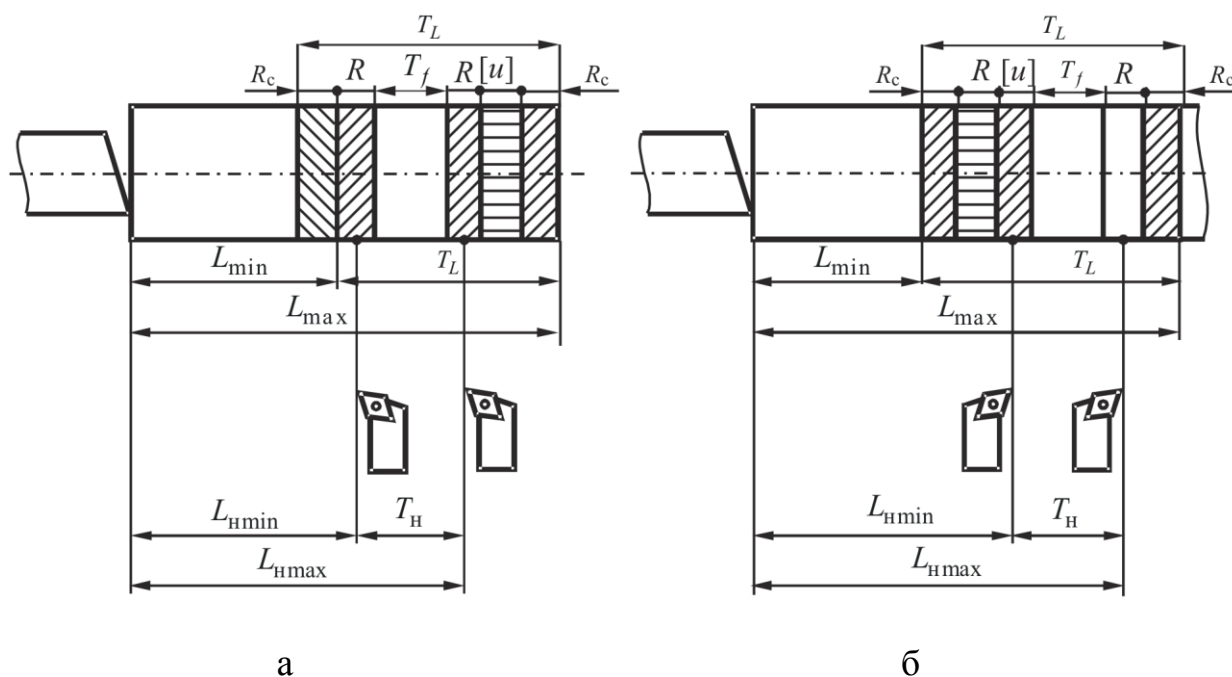


Рисунок 6.11 – Настроечные размеры $L_{н min}$ и $L_{н max}$ подрезного резца при направлении подачи S к коробке скоростей (а) и к задней бабке (б)

6.2. Размерная цепь сверлильно-фрезерно-расточных станков с ЧПУ

На станках этой группы обрабатывают преимущественно корпусные детали (станины, корпуса, коробки, крышки и т. п.). Основными операциями являются сверление (25 %), зенкерование и растачивание (25 %), фрезерование (30 %) и другие виды обработки (20 %).

Точность отверстий основной группы (75 %) соответствует 7–9-му качеству. Основной предпосылкой, обеспечивающей достижимую точность обработки на этих станках, является точность предварительной настройки инструмента вне станка по одной или нескольким координатам. Размеры для настройки инструментальных блоков вне станка для многоцелевых станков получают путем анализа размерной цепи системы СПИД (рис. 6.12).

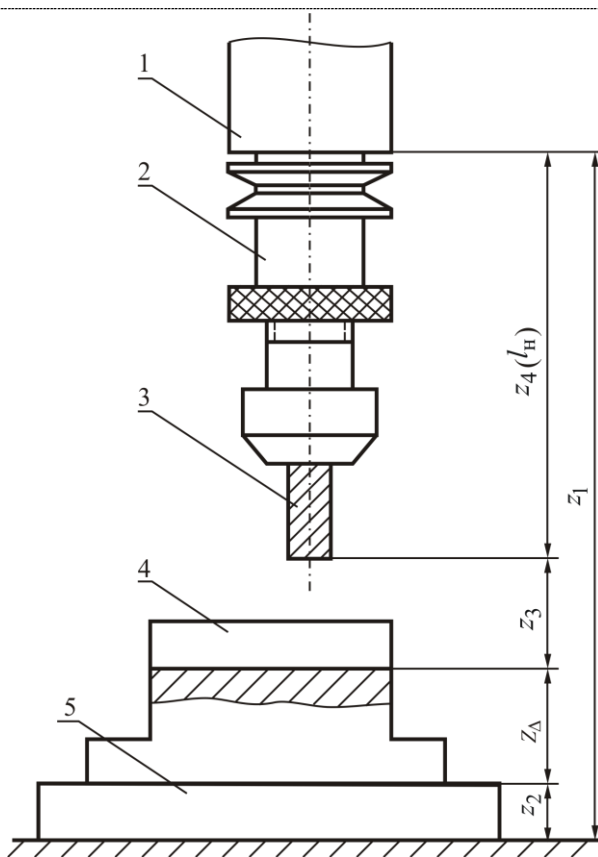


Рисунок 6.12 – Технологическая размерная цепь настройки станка с ЧПУ типа «обрабатывающий центр»: 1 – шпиндель станка; 2 – державка инструментального блока; 3 – фреза; 4 – деталь; 5 – приспособление

Составляющие звенья размерной цепи принадлежат элементам станочной технологической системы:

z_1 – координата поверхности стола в системе ЧПУ станка (паспорт станка);

z_2 – размер приспособления от основания до базовой поверхности;

z_3 – программное перемещение режущего инструмента в направлении, перпендикулярном поверхности стола;

z_4 – размер инструментального блока, настраиваемый вне станка.

Замыкающим звеном размерной цепи является звено z_Δ . Его величина зависит от номинального размера и предельных отклонений исполнительного размера на рассматриваемом технологическом переходе, а также от величины

систематических и случайных погрешностей и допуска на размерную настройку инструмента вне станка.

Наиболее рентабельное использование поля допуска на изготовление при известных погрешностях технологической системы обеспечивается при настройке инструмента на размер, близкий к безопасной зоне. В этом случае имеется запас на изменение действительного размера детали в связи с износом режущего инструмента (рис. 6.13).

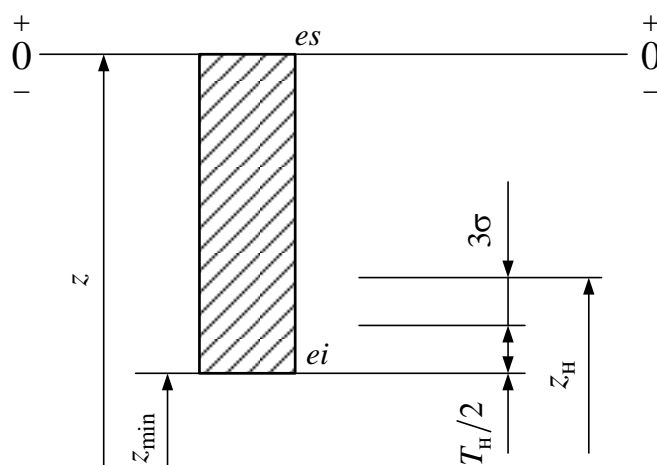


Рисунок 6.13 – Схема расчета размера замыкающего звена в размерной цепи (см. рис. 6.12)

Размер z_4 в данном примере является размером охватываемой поверхности и задается на чертежах деталей с предельными отклонениями как на основной вал ($es = 0$; ei – величина отрицательная). Поэтому расчет размера для настройки станка (замыкающее звено размерной цепи) может быть выполнен по формуле

$$z_H = z_{\min} + 3\sigma + \frac{T_H}{2}, \quad (6.15)$$

где z_H – замыкающее звено (z_{Δ}) технологической размерной цепи (см. рис. 6.12);

$z_{\min} = z + ei$ – наименьший предельный размер детали на рассматриваемом технологическом переходе;

z – номинальный размер на чертеже детали (заготовки);

σ – среднее арифметическое отклонение, установленное по выборочной партии или принятое с учетом характера обработки и состояния технологической системы;

T_H – допуск настройки инструментального блока.

Допуск T_H размерной настройки инструментального блока можно рассчитывать с учетом погрешности перемещения измерительного устройства, прибора при измерениях Δ_1 , погрешности совмещения визирных линий прибора с режущими кромками инструмента Δ_2 и установки на станке Δ_3 . Погрешности бесподналадочной смены инструментального блока суммируют как случайные величины с введением коэффициента $k = 1, 2$.

$$T_H = \Delta_H = 1,2\sqrt{\Delta_1^2 + \Delta_2^2 + \Delta_3^2}, \quad (6.16)$$

где Δ_H – погрешность размерной настройки инструмента.

Погрешность бесподналадочной смены инструмента не всегда гарантирует точность обработки, которая зависит от жесткости технологической системы, условий резания и др. Обработка деталей приводит к изменению действительного размера в связи с износом инструмента. Поэтому фирмы («De Vlieg» – США, «Bakuer» – Италия и др.) создают расточные оправки с автоматической подналадкой положения режущей кромки расточного инструмента по результатам измерения действительного размера детали. Выдвижение режущего элемента на обрабатываемую поверхность осуществляется по команде устройства ЧПУ с помощью подвижных деталей расточных оправок.

6.3. Особенности и методы достижения точности замыкающего звена

Обеспечение точности замыкающего звена начинается с размерной настройки станка. Под *размерной настройкой станка* понимают подготовку станочной технологической системы к выполнению определенной технологической операции (перехода). *Поднастройка станка* – это дополнительная регулировка элементов технологической системы в процессе обработки

с целью восстановления достигнутого при первичной настройке значений параметра замыкающего звена.

На практике применяют статическую и динамическую настройку станка.

Статическая настройка заключается в установке инструмента на неработающем станке до касания с поверхностью эталона (или готовой детали), закрепленного в патроне. После этого производится регулирование элементов станка, ограничивающих перемещения суппортов. Далее эталон снимается и выполняется пробная обработка детали.

Прежде чем начнется формирование в процессе резания действительно-го размера детали в системе СПИД, создается натяг. При этом вершина резца смещается на величину Δd_d от того положения, которое она занимала после статической настройки, т.е. перед началом процесса резания. Действительный размер детали включает в себя две составляющих

$$d_d = d_c \pm \Delta d_d, \quad (6.17)$$

где d_c – размер после статической настройки;

Δd_d – изменение действительного размера из-за деформаций системы СПИД: $+\Delta d_d$ – при обработке валов; $-\Delta d_d$ – при обработке отверстий.

Отклонения действительного размера Δd_d представляют собой величину корректировки величины размера, связанную с упругими деформациями и смещениями в подвижных соединениях СПИД.

Динамическая настройка состоит в корректировке положения режущих кромок на величину Δd_d и может быть автоматизирована при автоматическом измерении d_d .

Анализируя размерную цепь (см. рис. 6.1), точность станка, инструментальную оснастку, способ крепления инструмента или инструментальных блоков на станке, технолог выбирает метод автоматического достижения точности замыкающего звена (x_Δ или z_Δ) при замене инструмента.

Известны четыре базовых метода достижения точности замыкающего звена технологической размерной цепи.

1. Метод полной взаимозаменяемости.

2. Метод размерной настройки инструментов или инструментальных блоков вне станка.

3. Метод размерной настройки станка по результатам измерения действительного размера детали на станке. Метод позволяет компенсировать первоначальную погрешность установки инструмента и поддается автоматизации с применением методов и средств измерения действительного размера детали в процессе обработки.

4. Метод размерной настройки по результатам измерения положения режущих кромок инструмента в системе координат станка с помощью датчиков касания. Метод поддается автоматизации.

6.3.1. Метод полной взаимозаменяемости

Метод полной взаимозаменяемости состоит в том, что сумма допусков составляющих звеньев размерных цепей l , f и c (рис. 6.14) сборного режущего инструмента должна быть меньше или равна допуску размера замыкающих звеньев, станочных технологических размерных цепей.

Метод предполагает применение высокоточного, мерного, цельного или сборного режущего инструмента.

Положение режущих кромок мерного инструмента зависит от погрешностей установки, базирования и закрепления сменного элемента. Метод оправдывает себя при малом количестве составляющих звеньев в размерной цепи, например, при замене СМП на резце (рис. 6.15) – звено x_{56} (см. рис. 6.1).

СМП базируется непосредственно в гнезде державки и лишается при этом шести степеней свободы. В размерной цепи резца имеется наименьшее число составляющих звеньев, а в связи с установкой или поворотом СМП обеспечивается постоянство баз между СМП и гнездом державки. Кроме того, время на замену или поворот СМП, т.е. время на восстановление режущих свойств инструмента сокращается до 15–20 с.

Точность замыкающего звена x_{Δ} по координате x в связи с заменой СМП будет зависеть от погрешностей расположения вершины режущей кромки в радиальном направлении и по высоте резца (размерные цепи l и c на рис. 6.14).

Размер l_2 размерной цепи l зависит от размеров m и d СМП по ГОСТ 19042-80. Размер c_1 после замены СМП будет зависеть от точности размера S СМП по стандарту. Погрешности размеров m и d оказывают прямое влияние на замыкающее звено x_Δ , а погрешность размера S – косвенное влияние через положение вершины резца по координате y .

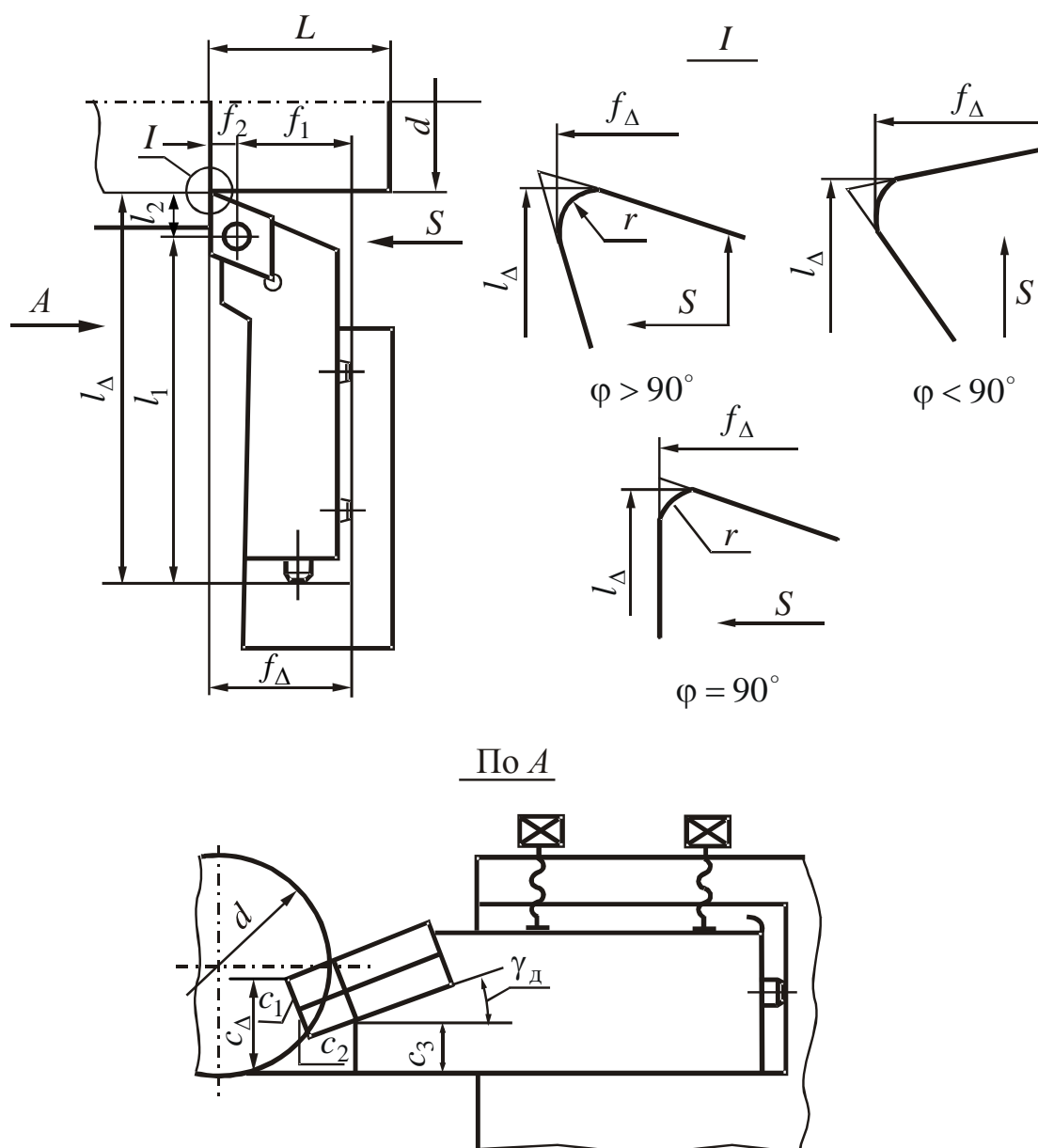


Рисунок 6.14 – Размерные цепи l, f и c сборного режущего инструмента, оснащенного СМП

Между погрешностью замыкающего звена Δx и смещением вершины резца ΔS по высоте имеет место зависимость

$$\Delta x = \frac{2\Delta S}{d_{\max}}, \quad (6.18)$$

где Δx – погрешность диаметра заготовки, мм;

ΔS – погрешность размера S по высоте СМП;

$d_{\max} = d + es$ – наибольший предельный размер заготовки на рассматриваемом технологическом переходе.

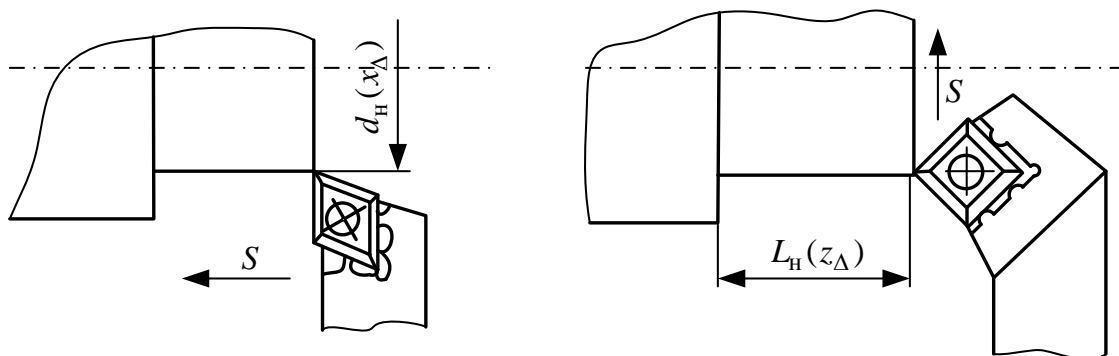


Рисунок 6.15 – Схемы базирования СМП в гнезде державки у подрезных и проходных резцов

Для СМП класса точности L погрешность ΔS составляет $\pm 0,025$ мм. При обточке заготовки диаметром $\varnothing 50_{-0,08}$ замена СМП будет связана с образованием погрешности диаметра на величину Δx , мм:

$$\Delta x = \frac{2\Delta S}{d_{\max}} = \frac{2 \cdot 0,05}{50} = 0,002.$$

Большее влияние на точность замыкающего звена оказывает погрешность размера m СМП по ГОСТ 19042-80. Для СМП класса точности L она составляет 0,05 мм.

Замена СМП обеспечивает точность обрабатываемых деталей в пределах 8–9-го квалитетов. Сравнительно низкая точность обработки в связи с заменой СМП обуславливается погрешностями изготовления гнезда, установки и закрепления СМП в державке резца. Погрешность размера m СМП по-разному проявляется в ее действии на диаметр заготовки в зависимости от формы пластины и от ее расположения относительно направления подачи.

Смещение СМП при закреплении зависит также от способа крепления (P, M, C, S), конструкции механизма крепления пластины, а также от направления силы зажима пластины по отношению к базовым поверхностям гнезда державки резца.

6.3.2. Метод размерной настройки инструмента вне станка

Размерная настройка инструмента может быть выполнена на станке или вне станка (рис. 6.16).

Настройка инструмента непосредственно на станке без средств ее автоматизации ведет к простоем оборудования. Она требует наличия на станке привалочных баз и применяется в тех случаях, когда размерная настройка вне станка не обеспечивает требуемой точности обработки.

Размерная настройка инструмента вне станка рациональна при любом уровне автоматизации производства, имеет свои особенности в зависимости от типа производства, модели станка и т. п. Она позволяет совместить основное и вспомогательное время, а следовательно, сокращает простои станка в связи с настройкой инструмента при его замене.

Система станков с ЧПУ основана на применении инструмента с заданным расположением режущих кромок в системе координат станка. Поэтому предварительная настройка инструмента обуславливает точность обработки и автоматическую смену инструментальных блоков.

Метод размерной настройки инструмента вне станка предполагает применение инструментальной оснастки или режущих инструментов с компенсаторами и средств для размерной настройки. От модели станка, точности настройки, вида режущего инструмента зависит решение таких вопросов как способ отсчета размера, выбор средства и базы настройки (см. рис. 6.16).

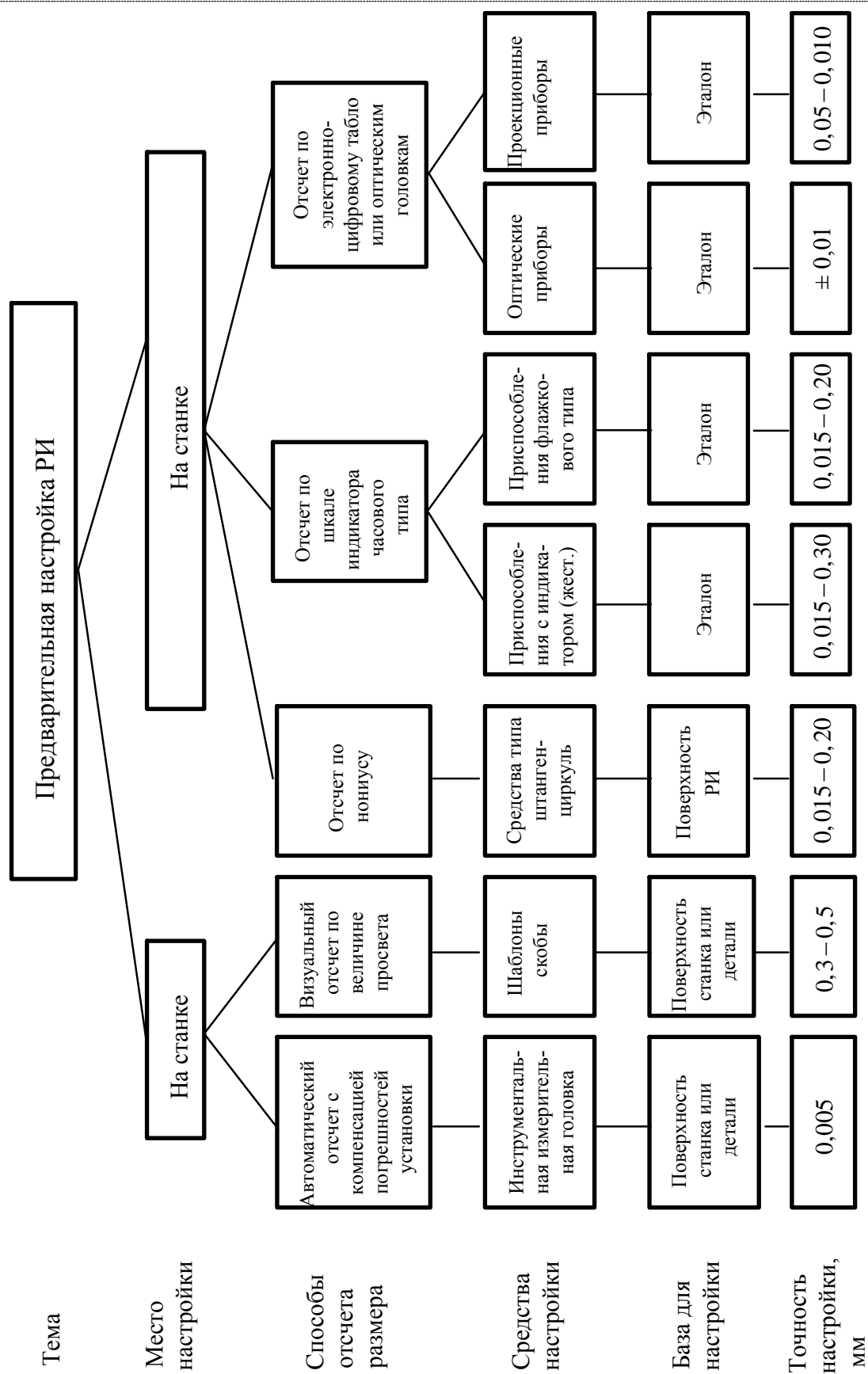


Рисунок 6.16 – Средства предварительной настройки РИ

Метод размерной настройки вне станка имеет ряд недостатков.

Во-первых, при настройке невозможно учесть погрешности расположения базовых поверхностей револьверной головки относительно нулевой точки, особенно при больших диаметрах револьверной головки.

Во-вторых, размерная настройка инструмента перед его установкой в гнезде инструментального магазина не может устранить погрешности базирования и закрепления инструментального блока на станке при многократном использовании инструмента.

В-третьих, метод требует специальных приспособлений или дорогостоящих приборов, производственных площадей и времени для ручной размерной настройки.

Точность замыкающих звеньев x_{Δ} и z_{Δ} в технологической размерной цепи (см. рис. 6.1) можно достигать за счет предварительной настройки вне станка резца вставки (звенья x_{36} и z_{38}) или инструментального блока (звенья x_{26} и z_{28}).

Бесподналадочные призматические резцы общего назначения (проходные, расточные, подрезные, отрезные) имеют регулирование по одной или двум координатам. Например, резцы, резцовые вставки для обтачивания и растачивания на проход имеют один регулировочный размер и, следовательно, наладку только по диаметру. Резцы, резцовые вставки для обтачивания и растачивания в упор, кроме наладки по диаметру, имеют компенсатор по координате z (рис. 6.17).

Размер l_{Δ} настраивают в приспособлении вне станка. В размерной цепи l резца (см. рис. 6.14) l_{Δ} является замыкающим звеном, а его точность достигается размерной настройкой с помощью подвижного компенсатора. От точности настройки размера l_{Δ} зависит точность замыкающего звена x_{Δ} в технологической размерной цепи станка (см. рис. 6.1).

На точность размера x_{Δ} оказывает влияние положение вершины резца относительно оси вращения детали. Погрешность размера d в зависимости от смещения вершины резца можно рассчитать по формуле

$$\Delta d = \frac{2\Delta h}{d_{\max}}, \quad (6.19)$$

где Δd – погрешность размера d (звено x_{Δ} на рис. 6.1), мм;

Δh – смещение вершины резца относительно оси детали, мм;

$d_{\max} = d + es$ – наибольший предельный размер заготовки на рассматриваемом технологическом переходе.

Смещение вершины резца Δh зависит от погрешности звеньев c_1 , c_2 и c_3 в размерной цепи c (см. рис. 6.14), мм:

c_1 – толщина СМП;

c_2 – толщина подкладной пластины;

c_3 – размер державки.

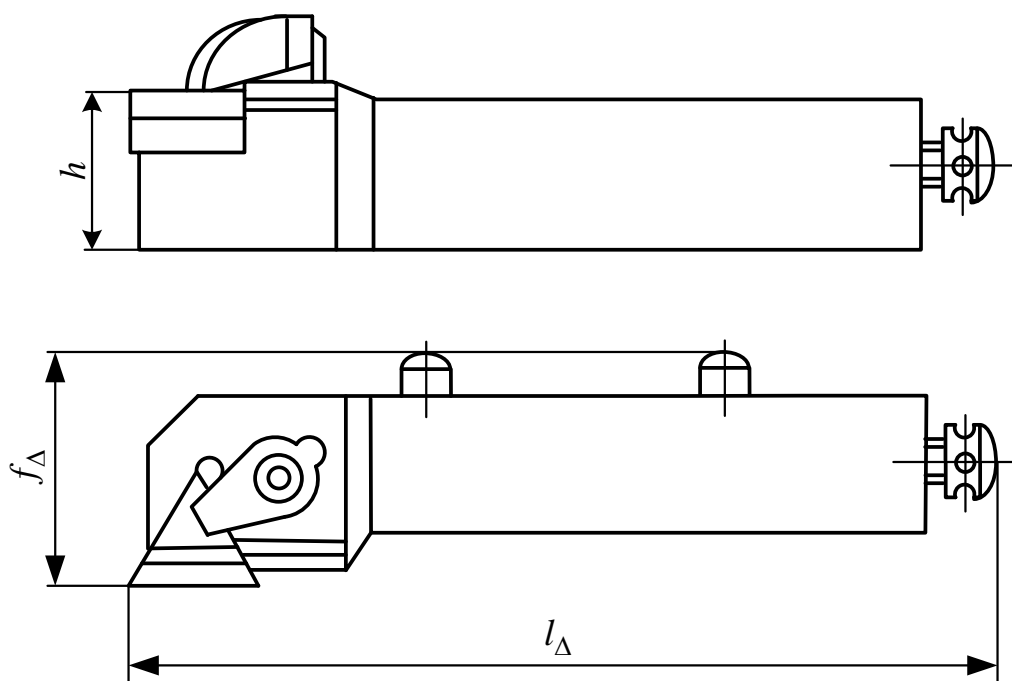


Рисунок 6.17 – Резцовая вставка для наружного обтачивания

В расчетах погрешности замыкающего звена c_{Δ} в размерной цепи c следует учитывать угол γ_d наклона опорной поверхности гнезда державки.

Допуск замыкающего звена c_{Δ} равен сумме допусков составляющих звеньев c_1 , c_2 и c_3 . При замене резца погрешность расположения вершины Δh будет большей, чем для случая замены СМП (размер c_1). Следовательно, замена резца снижает точность обработки в большей мере, чем замена СМП.

Бесподналадочная замена инструментального блока в станочной технологической размерной цепи (см. рис. 6.1) предполагает предварительную размерную его настройку вне станка (звено x_{26}) на приборах типа мод. 2017, 2010 и др.

На рис. 6.18 приведена размерная цепь системы СПИД станка мод. 1П732МФ305.

Положение базовой точки $O_{ИБ}$ инструментального блока в системе координат станка зависит от параметров x_0 и z_0 . Расположение вершины резца в системе инструментального блока задано координатами x_3 и z_3 , которые обеспечивает наладчик в процессе размерной настройки инструментальных блоков вне станка на специальных приборах.

Между координатами x_0 и z_0 , размерами x_3 и z_3 (см. рис. 6.18) инструментального блока и размерами детали на конкретном технологическом переходе имеется следующая зависимость:

$$x_{\text{пер}} = x_0 - \left(x_3 + \frac{d_1}{2}\right); \quad (6.20)$$

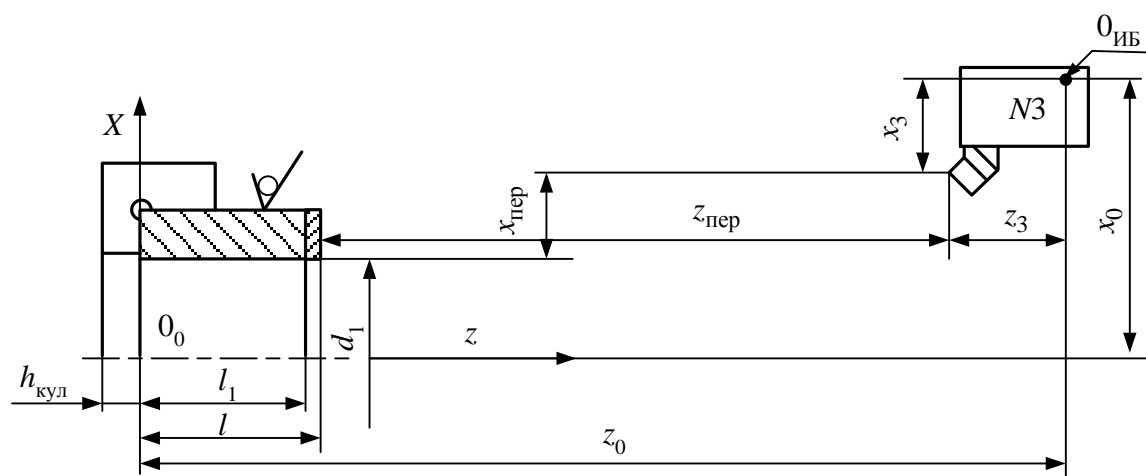
$$z_{\text{пер}} = z_0 - (l_2 + z_3), \quad (6.21)$$

где $x_{\text{пер}}$ и $z_{\text{пер}}$ – величина программного перемещения инструмента по координатам x и z соответственно;

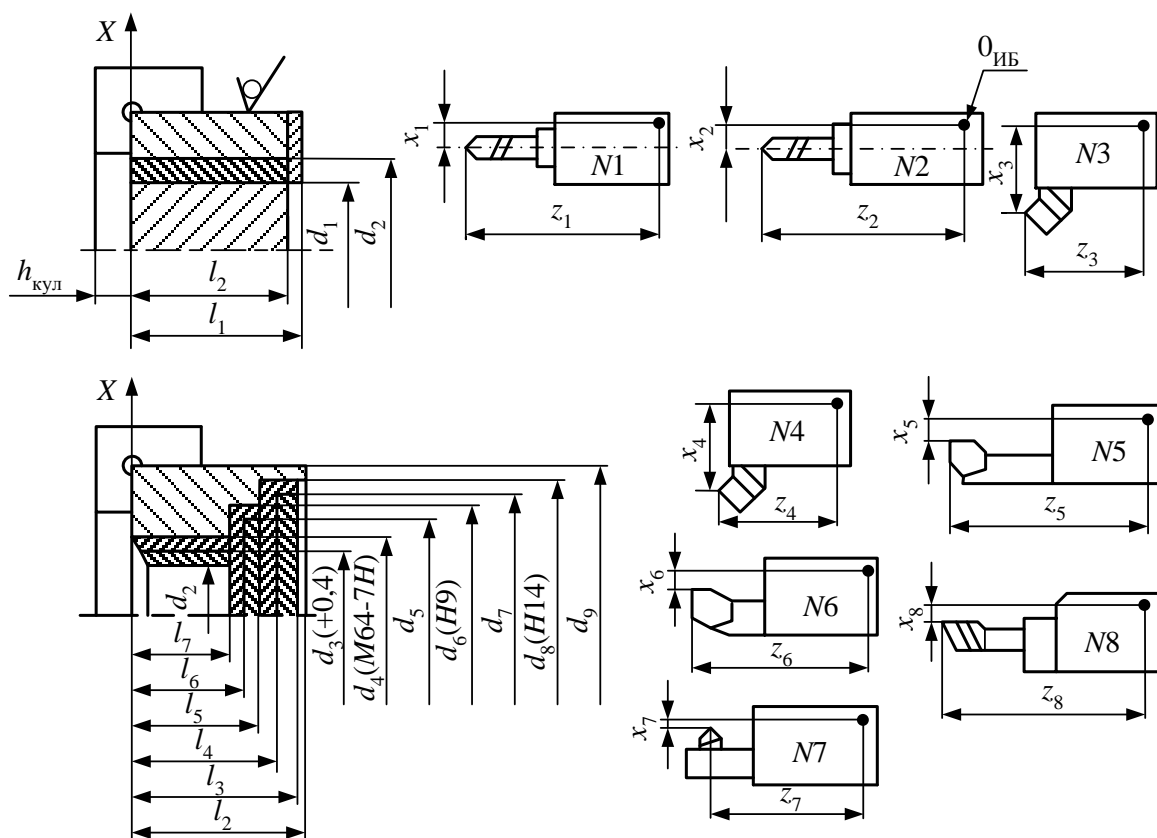
d_1 и l_2 – размеры детали (наладочные размеры) на данном технологическом переходе;

x_3 и z_3 – размеры для настройки инструментального блока вне станка.

При настройке инструментальных блоков по каждой позиции револьверной головки наладчик руководствуется операционными эскизами, подготовленными технологом (см. рис. 6.18 б).



а



б

Рисунок 6.18 – Операционные эскизы для размерной настройки инструментальных блоков вне станка при обработке гайки крюка

Координаты x_1 и z_1 , x_2 и z_2 , x_3 и z_3 и т. д. положения режущих кромок инструмента являются для наладчика исходными данными при настройке на приборе инструментальных блоков. Значения этих координат устанавливает технолог при разработке технологического процесса изготовления детали, составлении управляющих программ и анализе технологической размерной цепи (см. рис. 6.18 а).

Точность регулирования размеров x_1 , z_1 и др. зависит от требований к точности замыкающих звеньев x_Δ и z_Δ размерной цепи (см. рис. 6.1); (диаметры и длины поверхностей на технологических переходах – на рис. 6.18 б).

6.3.3. Метод настройки станка по результатам измерения действительного размера детали

Размерная настройка станка по результатам измерения действительного размера детали (метод пробных проходов) состоит в том, что после первого прохода измеряют действительный размер (звено x_Δ – см. рис. 6.1), а затем корректируют положение вершины резца, перемещая на расчетную величину поперечный суппорт по отсчетному устройству станка.

Метод пробных проходов приводит к простому оборудованию, так как время измерения действительного размера детали не совмещается со временем работы станка. Кроме того, после измерения размера необходимо быть уверенным в том, что измеренный размер с заданной точностью соответствует действительному размеру детали. Достоверность измеренного размера зависит от условий и погрешностей обработки, а также от погрешности измерения.

Погрешности обработки и измерения вызывают рассеяние действительного размера. Поэтому, принимая решение о наладочном размере по результатам измерения, следует учитывать соотношение диапазона рассеяния всех видов погрешностей и допуска на размер на данном технологическом переходе.

Обработка партии деталей сопровождается размерным износом инструмента, тепловыми и силовыми деформациями технологической системы

и вызывает изменение действительного размера. Все это невозможно учесть при настройке станка по результатам измерений после пробных проходов.

Станки с ЧПУ допускают применение в технологической системе активного контроля действительного размера детали в процессе обработки. Основная задача активного контроля в процессе обработки детали на станке состоит в повышении технологической точности замыкающего звена x_{Δ} размерной цепи (см. рис. 6.1) путем компенсации, погрешностей, вызванных износом инструмента, тепловыми и силовыми деформациями технологической системы. Активный контроль направлен на профилактику брака и своевременную замену инструмента.

Компенсация случайных и систематических погрешностей при активном контроле размера детали возможна в том случае, когда контроль осуществляется не только как регулирование, но и как управление размерами.

Управление формированием размера детали предполагает наличие в подсистеме контроля не только прямых, но и обратных связей. При этом состояние технологической системы должно обеспечивать резерв $[u]$ (см. рис. 6.3) технологической точности в пределах 35...40 % от $T_{x_{\Delta}}$.

6.3.4. Метод размерной настройки станка по результатам измерения положения режущей кромки

Размерная настройка инструмента в ГПС имеет свои особенности. Измерительная подсистема станка с ЧПУ предусматривает автоматическое измерение координат вершины режущего элемента инструментального блока перед каждой операцией (переходом) с помощью датчиков касания.

В системе управления размером заготовки (звено x_{Δ} на рис. 6.1) выходным параметром является положение режущей кромки инструмента. Этот косвенный параметр связан с размером детали и звеном x_{67} – программное перемещение инструмента. Система управления станком имеет прямую и обратную связи, которые позволяют в автоматическом режиме измерить с высокой точностью действительные положения вершины инструмента в системе координат станка и корректировать перемещение x_{67} с

целью поддержания точности размера (звено x_{Δ} на рис. 6.1), достигнутой при первичной наладке. По результатам измерения фактических координат вершины режущего элемента сменяемого резцового блока в управляющую программу автоматически вводится соответствующая коррекция.

После каждой операции перехода автоматически производится измерение координат вершины инструмента с помощью датчиков касания. Средствами измерения являются двух- или трехкоординатные измерительные головки, которые входят в инструментальные системы станков с ЧПУ многих фирм.

На фрезерных станках с ЧПУ точность замыкающего звена (z_{Δ} на рис. 6.12) достигают применением на станке электроконтактного базирующего преобразователя, неподвижно установленного в известном положении на заданном расстоянии относительно базы станка. Преобразователь позволяет устанавливать вершину инструмента в заранее известное положение относительно базы станка.

Метод размерной настройки инструмента может быть реализован, например, схемой, показанной на рис. 6.19.

Перед началом обработки в рабочем органе станка устанавливают щуп 1 и перемещают по программе до взаимодействия с базирующим упором 2. При взаимодействии щупа с упором происходит срабатывание измерительного элемента щупа, после чего щуп перемещается в направлении базовой поверхности заготовки, при взаимодействии с которой происходит повторное срабатывание его измерительного элемента. В интервале между срабатыванием производится автоматическое измерение расстояния A от воспринимаемой поверхности $N-N$ до базовой поверхности заготовки.

Затем в шпиндель устанавливают режущий инструмент, который повторяет движения щупа. В момент касания с упором 2 начинает действовать программа механической обработки. Арифметические операции с числами A и B осуществляются автоматически перед началом подвода инструмента к обработанной поверхности.

Погрешность обработки при рассмотренном методе достижения точности замыкающего звена z_{Δ} (см. рис. 6.12) находится в пределах 0,02-0,03 мм.

Ленинградским ОКБС разработано автоматическое устройство, позволяющее осуществлять размерную настройку расточного инструмента непосредственно на станке с ЧПУ. В устройстве используются датчики касания с обратной связью, которые поставляются заказчику в качестве приставки к станку и управляются от ЧПУ типа CNC. Точность обработки IT7, а время настройки составляет 6–20 с.

Токарный модуль КТ141ПРН Средневолжского станкостроительного завода оснащают подсистемой автоматического управления точностью обработки и контроля за состоянием режущего инструмента. В подсистему управления входит устройство ЧПУ2У32-61 и два индикатора контакта модели БВ-4271.

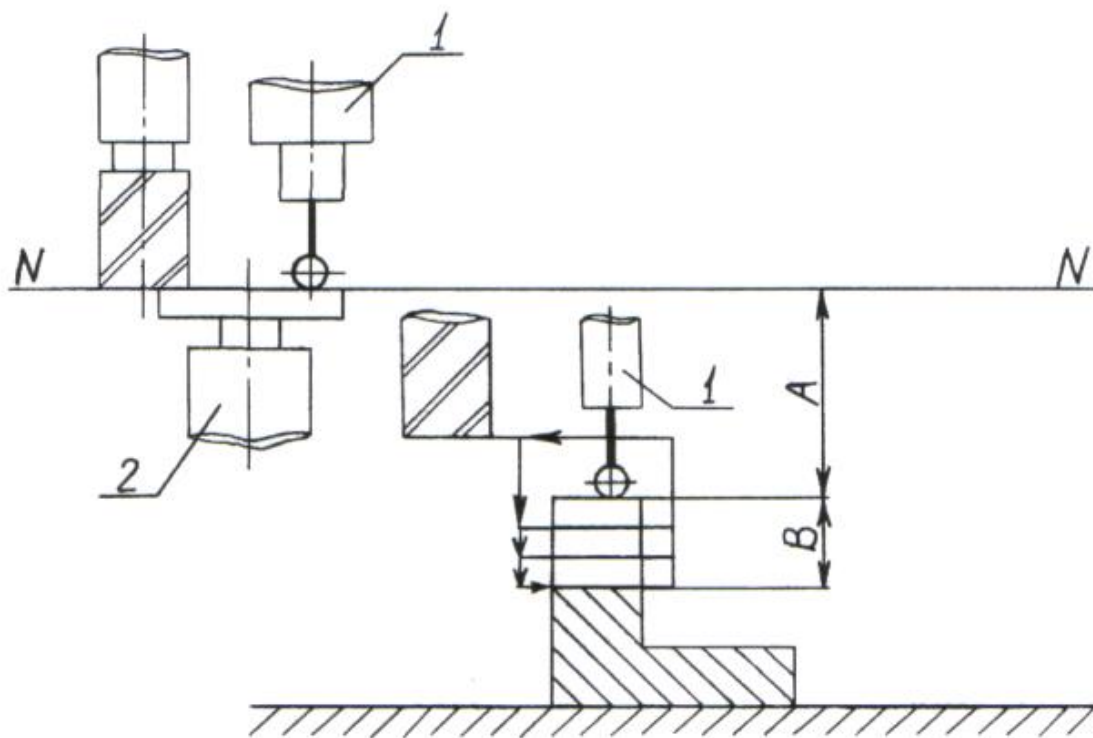


Рисунок 6.19 – Метод размерной настройки инструмента с помощью электроконтактного базировочного преобразователя

6.4. Регулирование положения режущих кромок инструмента

Положение режущих кромок инструмента в инструментальном блоке можно регулировать плавно или ступенчато. В зависимости от конструкции вспомогательного или режущего инструмента ступенчатое регулирование производят набором шайб, колец прокладок, а также с помощью рифлений, храповиков, поворота элементов инструмента с угловой фиксацией в пазах и т. п. Величина перемещения режущих кромок инструмента в этом случае определяется разницей в толщине прокладок, колец, угловым шагом рифлений или продольных канавок на поверхности сменного хвостовика вспомогательного инструмента.

Бесступенчатое регулирование теоретически обеспечивает любую величину перемещения режущих кромок инструмента, но неточности изготовления резьбы и фиксации в принятом способе приводят к скачкообразному перемещению вершины инструмента и влияют на точность замыкающего звена станочной технологической размерной цепи.

Наиболее распространенные случаи крепления и регулирования инструмента (размер l_n) на агрегатных станках и станках автоматических линий представлены на рис. 6.20. Хвостовик 1 (рис. 6.20 а) имеет трапецеидальную резьбу, шлифованную по наружному диаметру под отверстие шпинделя станка с посадкой $H7/g6$, обеспечивает центрирование инструментального блока и осевое перемещение инструмента. Крутящий момент от шпинделя к хвостовику передается сегментной шпонкой 4. Лыска на хвостовике удлинителя, с уклоном около 3° , служит для закрепления блока от его вытягивания из шпинделя станка при обратном ходе инструмента. Эту задачу решают с помощью винтов, ввернутых в шпиндель станка. Регулирование положения режущих кромок (размер l_n) производят гайкой 2. Она же воспринимает осевую силу. Регулирование ступенчатое. Наименьшее перемещение кромок при настройке инструмента равно $1/4$ шага резьбы (0,5... 1,0 мм). Угловое положение гайки фиксируется винтом 3.

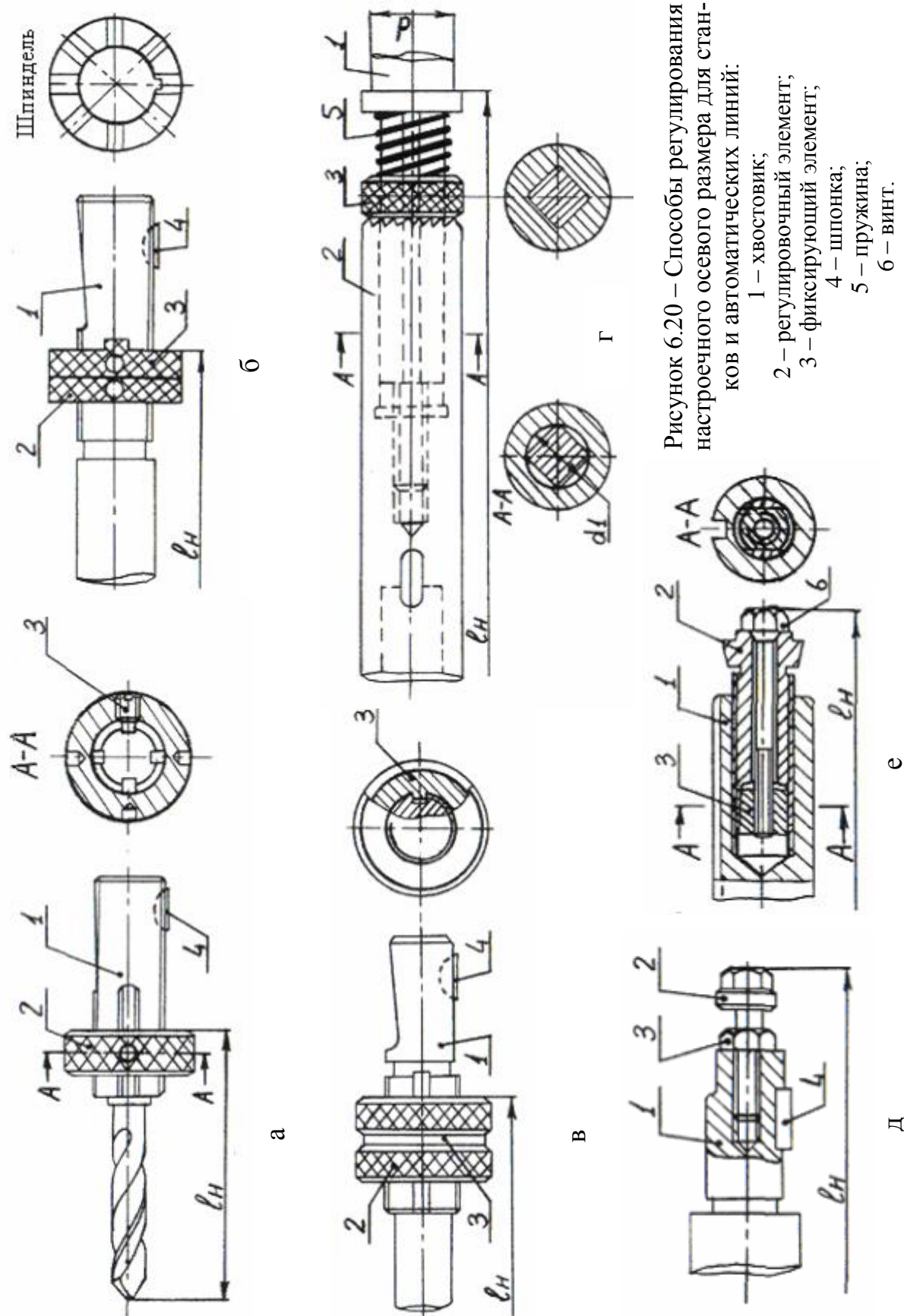


Рисунок 6.20 – Способы регулирования настроенного осевого размера для станков и автоматических линий:

Плавное регулирование режущих кромок может быть осуществлено резьбовой парой (рис. 6.20 б). Между двумя гайками 2 находится шайба 3 со шпонкой, входящей в паз хвостовика. Эта шайба воспринимает момент трения при вращении контргайки и предотвращает проворот предварительно настроенной на размер l_H гайки 2. Точность регулирования размера l_H повышается до 0,05 мм.

На рис. 6.20 в дан пример ступенчатого регулирования размера l_H с помощью гайки 3 с торцевой шпонкой и шпинделя с торцовыми канавками. Число пазов на торце шпинделя 6 ... 8, что при угловом шаге, равном $1/6 \dots 1/8$ оборота, обеспечивает осевое перемещение инструмента на величину 0,3... 0,6 мм.

Пример регулирования размера l_H с помощью храповика представлен на рис. 6.20 г. Хвостовик 1 устанавливается в шпиндель станка по размеру d . Крутящий момент от шпинделя к хвостовику передается с помощью сегментной шпонки. Переходная втулка 2, в которой устанавливается режущий инструмент, имеет внутреннюю резьбу и шлифованное отверстие. В отверстие втулки входит резьбовой конец хвостовика 1 квадратного сечения по размеру d_1 . Крутящий момент от хвостовика 1 к переходной втулке 2 передается с помощью углублений, выполненных на торце кольца 3, и втулки. Это кольцо свободно может скользить по наружной поверхности хвостовика 1 квадратного сечения. Самопроизвольное разъединение храповика кольца 3 и втулки 2 исключается пружиной 5. Регулирование вылета инструмента осуществляется за счет вращения по резьбе втулки 2 относительно хвостовика 1 при предварительно сжатой пружине 5. При достижении заданного размера l_H отпускают пружину 5 и соединяют торцевые зубцы на деталях 2 и 3. Точность настройки инструмента составляет 0,10 ... 0,15 мм.

Пример регулирования размера l_H с помощью винта 2 и контргайки 3 приведен на рис. 6.20 д. При фиксации гайки 3 возможно смещение винта (поворот), что приводит к ошибке настройки размера l_H .

В конструкции вспомогательного инструмента (рис. 6.20 е) плавное регулирование размера l_H осуществляется с помощью полый резьбовой втул-

ки 2, установленной в резьбовом отверстии хвостовика 1 по посадке с натягом. Натяг в резьбовом соединении «хвостовик 1–втулка 2» регулируют с помощью центрального винта 6 и сухаря 3, который, скользя по конической поверхности, увеличивает средний диаметр резьбы, разрезной на конце втулки 2. Точность регулирования размера l_n составляет 0,1 ... 0,03 мм.

Настройка осевого инструмента для станков с ЧПУ производится с применением регулируемых переходных втулок (рис. 6.21), которые имеют цилиндрический хвостовик и резьбовую часть с трапецеидальной резьбой. На резьбовую часть втулки навинчивается гайка, которая воспринимает осевое усилие. Крутящий момент от базовой оправки к хвостовику, как и в оправках к агрегатным станкам, передается с помощью призматической шпонки.

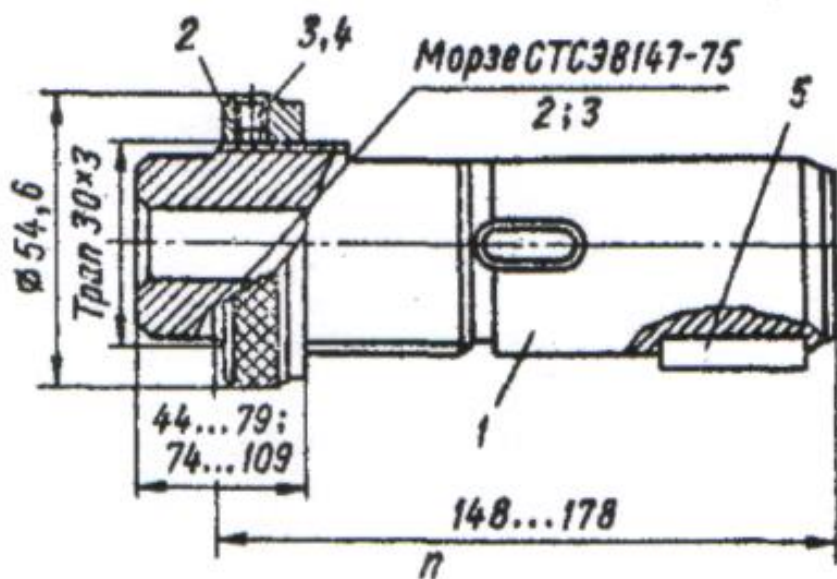


Рисунок 6.21 – Регулируемая оправка для станков с ЧПУ

Регулируемые оправки (см. рис. 6.21) применяют как составную часть перовых сверл, дисковых фрез, расточных патронов, цанговых патронов и т. п. Они могут применяться как переходные втулки с внутренним конусом Морзе 2, 3, 4. Во всех случаях на резьбовую головку навинчивается гайка 2, которая воспринимает осевое усилие и позволяет регулировать наладочный размер.

На станках с ЧПУ с вращающимся инструментом точность диаметра расточки D_p достигается исключительно за счет регулирования настроечного размера l_H (рис. 6.22) с помощью компенсаторов, принадлежащих вспомогательному или режущему инструменту.

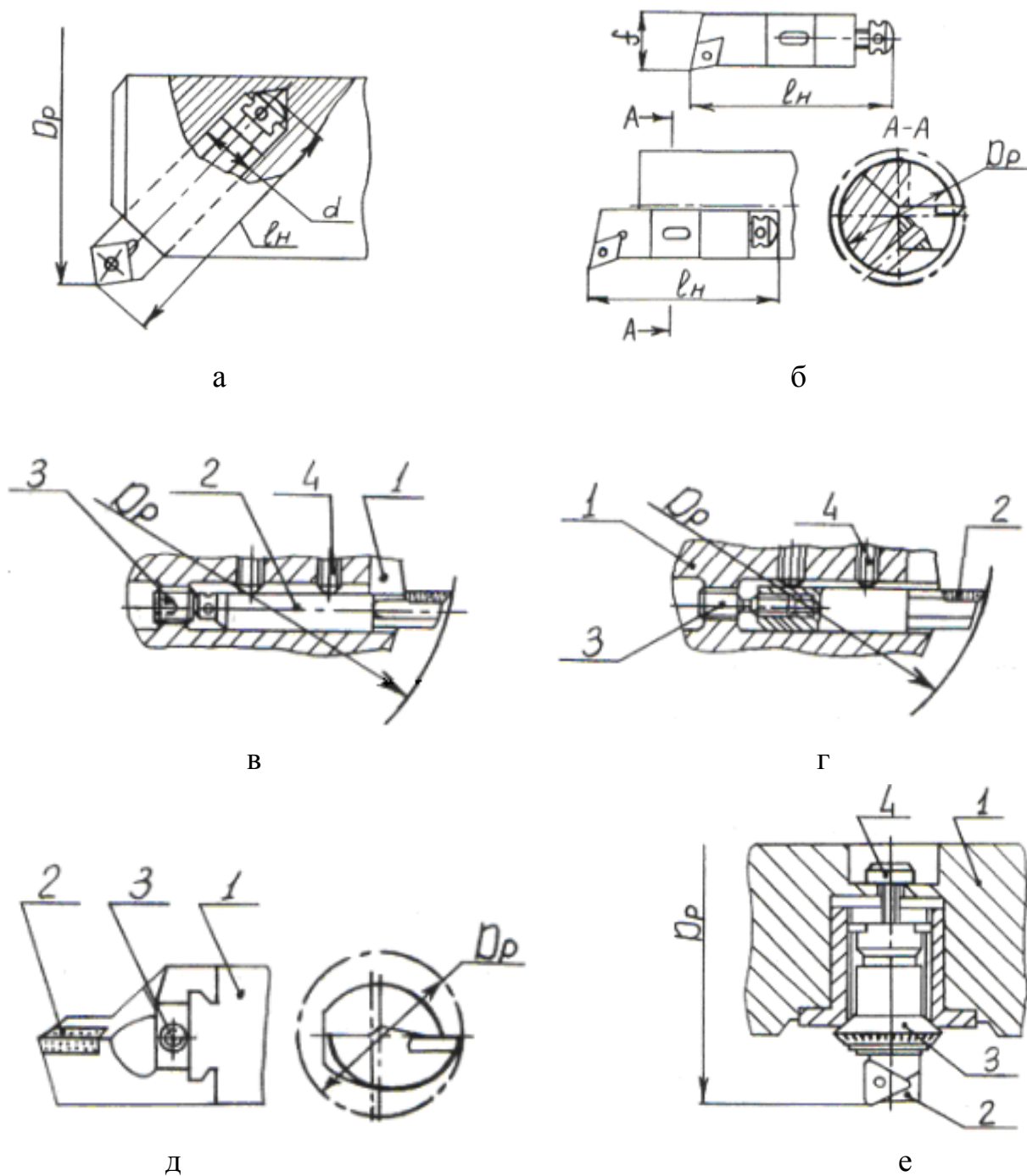


Рисунок 6.22 – Способы регулирования настроечного размера И при растачивании

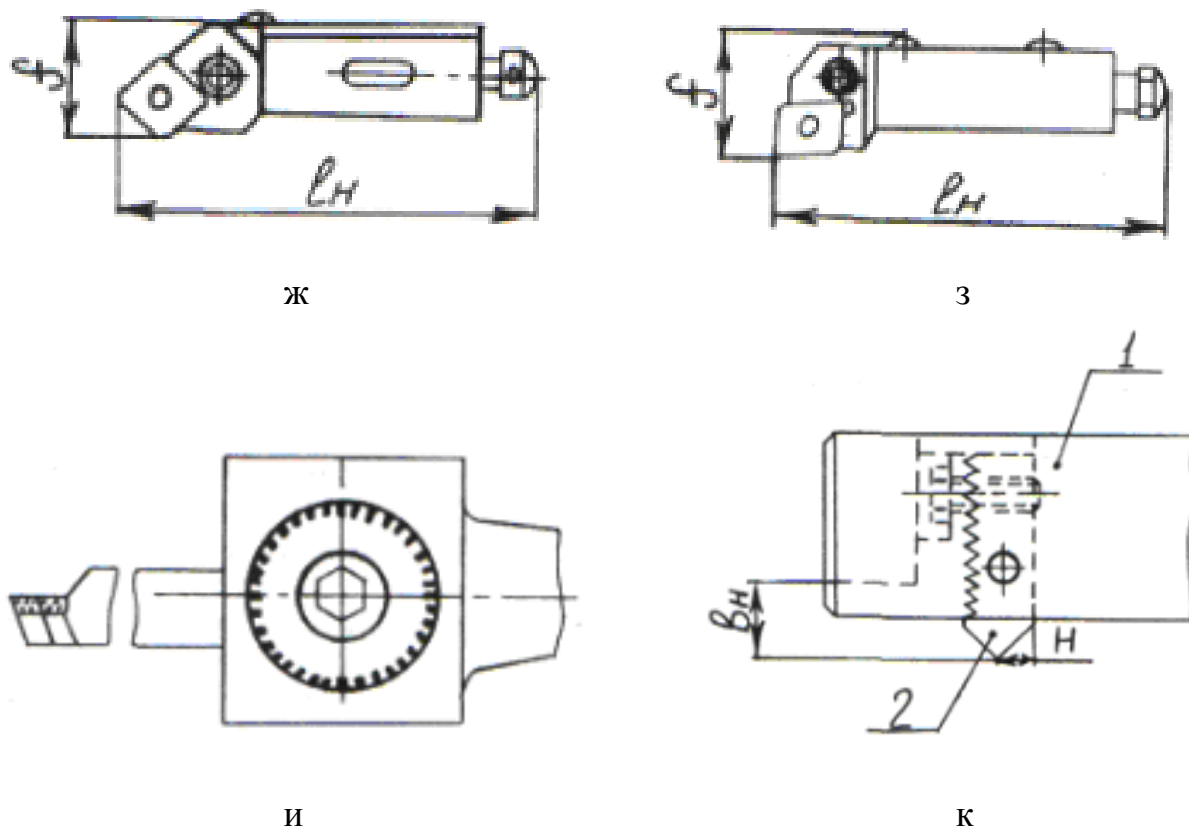


Рисунок 6.22 – Продолжение

Примеры конструкций режущего и вспомогательного инструмента для расточки отверстий на станках с ЧПУ приведены на рис. 6.22. Расточные инструменты для станков с ЧПУ предусматривают применение СМП, что дает возможность конструировать их по модульному принципу. Наиболее широко применяются в расточных инструментах резцовые регулируемые вставки с круглой (рис. 6.22 а) или призматической державкой (рис. 6.22 б, ж, з).

На практике встречаются три варианта конструкции борштанги (рис. 6.22 а, в, г), каждый из которых имеет особенности настройки резцовой вставки на диаметр D_p расточки.

Резцовая вставка 2 (рис. 6.22 а) регулируется на размер l_n вне станка. Она базируется в закрытом цилиндрическом гнезде борштанги 1 на жесткую базу. Точность размерной настройки вставок не превышает 0,10 ... 0,05 мм, что редко отвечает требованиям точности обработки.

Наиболее широко применяются оправки (рис. 6.22 в, г) с подвижным элементом 3, которые позволяют повысить точность растачиваемого отверстия за счет дополнительного регулирования вылета резцовой вставки.

В конструкции (рис. 6.22 в) резцовая вставка базируется на подвижный упор 3, с помощью которого можно корректировать положение режущей кромки вставки по результатам измерения действительного диаметра отверстия после пробного прохода.

Точность обработки можно повысить за счет более плавного регулирования резцовой вставки (рис. 6.22 г) с помощью дифференциального винта 3, который имеет различный шаг резьбы в борштанге 1 и в державке вставки 2. Шаг резьбы P_2 в борштанге больше шага резьбы P_d в державке вставки ($P_2 > P_d$). Величина перемещения резца за 1 оборот регулировочного винта будет $\Delta P = P_2 - P_d$. За $1/n$ -ю часть поворота регулировочного винта перемещение режущей кромки вставки составит:

$$\Delta l_n = \frac{P_2 - P_d}{n}. \quad (6.22)$$

К недостаткам данной конструкции (рис. 6.22 г) следует отнести большие потери времени на замену резцовой вставки, так как требуется полное свинчивание вставки.

Регулирование расточных инструментов, оснащенных короткими призматическими державками (рис. 6.22 б, ж, з), осуществляют по одной или двум координатам.

Пример конструкции борштанги с применением взаимозаменяемой призматической вставки дан на рис. 6.22 б. Точность диаметра D_p достигается за счет точности размера f державки, точности размеров и расположения базовых поверхностей в оправке 1. Резцовая вставка 2 предварительно настраивается по координате z . Для этого предусмотрен регулировочный винт 3.

Призматические резцовые вставки (рис. 6.22 ж, з) могут быть предварительно настроены на размер f , что делает их универсальными при меньшей исполнительной точности размера f .

Настройка вне станка расточных головок (рис. 6.22 д) осуществляется за счет перемещения сменного расточного резца 2 в пазу типа «ласточкин хвост». Радиальное перемещение резца 2 при вращении винта 3 позволяет настраивать расточную головку на размер D_p в широком диапазоне, что дает возможность сократить номенклатуру расточных инструментов.

В инструментальной оснастке станков с ЧПУ применяют регулируемые на размер вне станка расточные патроны (рис. 6.22 и) с диапазоном расточки от 5 до 45 мм. Цена деления шкалы лимба гайки равна 0,005 мм на радиус.

В расточных борштангах широко применяют сменные оправки (рис. 6.22 е) с микрометрическим регулированием вне станка положения режущих кромок на размер D_p . В зависимости от конструктивного исполнения микрометрической головки цена одного деления шкалы лимба гайки находится в пределах от 0,10 до 0,005 мм на радиус.

На практике встречаются конструкции расточного инструмента со сменными расточными вставками с рифлением (рис. 6.22 к). Размеры b_H и H выдерживают при переточках с точностью не более 0,15 мм.

Размерная настройка фрез сборных конструкций с механическим креплением СМП состоит в регулировании положения режущих кромок ножей (рис. 6.23 а, б, в) с помощью компенсаторов в виде винта (рис. 6.23 а), эксцентрика (рис. 6.23 б), упругого элемента (рис. 6.23 в), шайб (рис. 6.23 г), колец (рис. 6.23 е) или регулируемых втулок (рис. 6.23 д). Каждый из этих способов регулирования размера l_H имеет свои преимущества и недостатки.

В конструкции торцевой фрезы (см. рис. 6.23 а) вершина резцовой вставки может настраиваться по двум координатам x и z ; что дает возможность при бесподналадочной замене инструмента обеспечить равномерность работы зубьев фрезы и точность замыкающего звена Z_{Δ} в размерной цепи (см. рис. 6.12) станочной технологической системы.

Размерная настройка фрез (см. рис. 6.23 а), оснащенных резцовыми вставками с механическим креплением СМП, производится вне станка в специальном приспособлении с применением индикаторных головок. При этом фреза центруется посадочным отверстием корпуса 1 на точной оправке приспособления. Резцовую вставку регулируют винтами 4 и 5 в осевом и ра-

диальном направлениях соответственно с точностью до 0,01 мм. Клинь 6 для крепления ножей расположен под углом к оси фрезы, что обеспечивает надежный поджим к опоре 3. После настройки ножа 2 на размеры l_n и D_p фрезу проверяют на радиальное биение. Клинь 6, предварительно поджатый пружиной 7, фиксируют винтом 8.

Фреза (см. рис. 6.23 б) фирмы Valentine (США) позволяет с высокой точностью в осевом направлении устанавливать режущие кромки сменных резцовых вставок 2, оснащенных СМП. Осевое регулирование ножа осуществляют с помощью эксцентрикового штифта 3. Резцовые вставки устанавливают свободно в пазах на периферии корпуса 1 фрезы. После требуемого осевого регулирования ножи закрепляют с помощью клиньев.

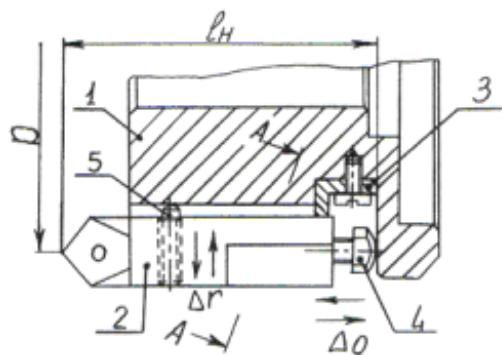
Фреза (см. рис. 6.23 в) фирмы Walter (Германия) допускает настройку СМП с помощью регулировочного винта 4, который упирается в упругий элемент сменного вкладыша 2, контактирующего с настраиваемой пластиной. Точность настройки достаточно высокая и позволяет добиться требуемого осевого расположения СМП в гнездах фрезы.

Размерная настройка фрез (см. рис. 6.23 г) на размер l_n производится с помощью компенсирующего звена 2, в качестве которого используют мерные промежуточные шайбы 2, прикрепляемые к заднему торцу фрезы. После переточки фрезы подбирают новую шайбу из набора и устанавливают требуемый размер l_n , который контролируют в приспособлении вне станка с помощью индикатора. Торцовые фрезы, настроенные предварительно вне станка, применяют на фрезерных операциях автоматических линий.

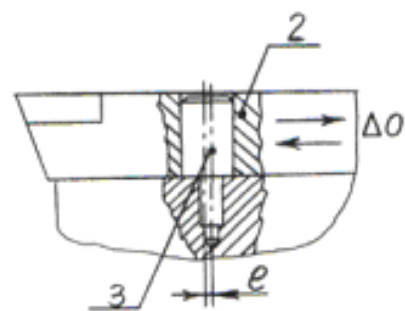
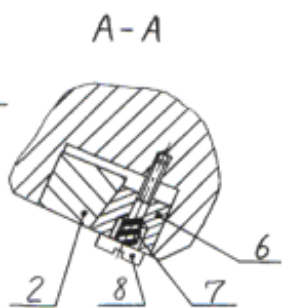
При размерной настройке дисковых двух- или трехсторонних фрез выдерживают расстояние между режущими кромками отдельных фрез (см. рис. 6.23 д) и расстояния от боковых кромок до базовой поверхности оправки. Для настройки такого комплекта чаще всего применяют мерные кольца, а для более тонкой настройки – например, регулируемую сборную втулку, которая состоит из двух колец 1 и 4, гайки 3 и стопора 2.

На рис. 6.23 е представлена схема размерной компенсации размера l_n торцовой фрезы 1 в связи с ее износом и переточкой. Регулируемую вставку 3 настраивают на размер l_n с помощью индикатора с ценой деления 0,01 мм

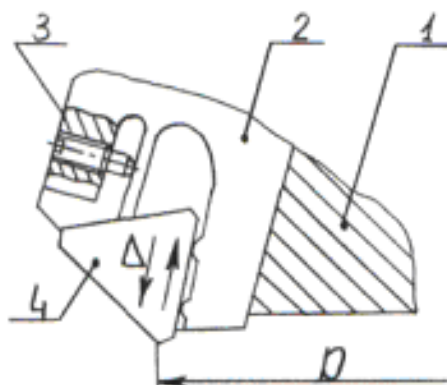
и устанавливают между планкой 2 фрезерной бабки и упором 4, соединенным с пинолью 5.



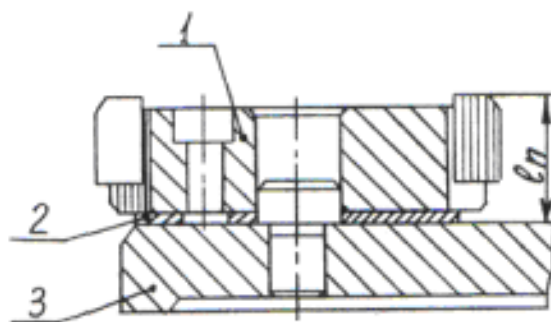
а



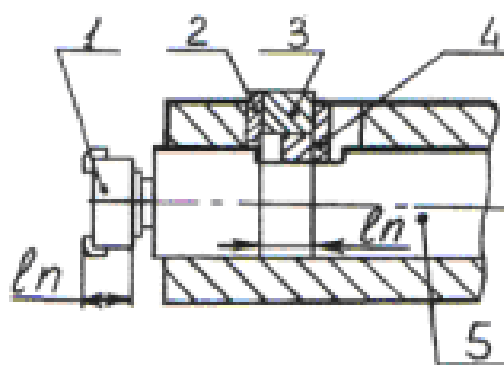
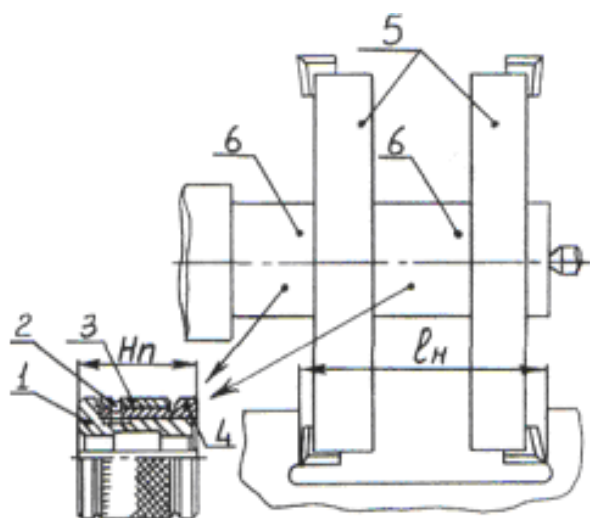
б



в



г



д

е

Рисунок 6.23 – Способы регулирования настроечного размера фрез

6.5. Особенности и средства размерной настройки инструмента вне станка

Средства для настройки инструмента вне станка могут быть специальными или универсальными. На выбор средств настройки инструмента вне станка влияет тип и уровень автоматизации производства, требования к точности настройки (см. рис. 6.16).

Инструменты для станков автоматических линий в поточно-массовом производстве настраивают с помощью шаблонов, скоб и специальных одно- или многоместных приспособлений.

В серийном производстве инструменты для станков с ЧПУ настраивают вне станка на специальных устройствах или оптических приборах.

Привязка положения режущих кромок инструмента к системе координат станка с ЧПУ осуществляется с помощью датчиков касания.

6.5.1. Приспособления для настройки инструмента

В вопросах конструирования и эксплуатации приспособлений для размерной настройки инструмента вне станка накоплен большой опыт в автомобильной, тракторной и других отраслях промышленности. Информация о примерах конструкций приспособлений и их применении приводится в технической литературе. Многие станки, например, агрегатные, поставляются заказчику в комплекте с приспособлениями для размерной настройки инструмента вне станка.

Конструктивные особенности приспособлений для настройки инструмента зависят от вида режущего инструмента, а также от способа его базирования и закрепления на станке. Точность настройки инструмента в приспособлениях зависит от способа регулирования настроечного размера, способа отсчета размера на измерительном устройстве, точности эталона для настройки приспособления, опыта наладчика и т. п. Жесткие измерительные приспособления типа скоб обеспечивают точность настройки не выше

0,3 мм, а приспособления флажкового типа с жесткой фиксацией длины инструмента – не выше 0,15 ... 0,20 мм. Индикаторные приспособления позволяют настраивать инструмент с точностью 0,15 ... 0,03 мм.

К приспособлениям для настройки инструмента предъявляются следующие основные требования.

1. Форма и размеры присоединительных поверхностей для крепления инструмента в приспособлении должны быть одинаковы с базовыми поверхностями на станке.

2. Точность размеров базовых поверхностей в приспособлении должны быть не ниже или на 1 квалитет выше, чем точность присоединительных поверхностей на станке. Этим достигается высокая точность настройки инструмента.

3. Форма и расположение поверхностей приспособления, контактирующих с режущей кромкой инструмента при его настройке, должны полностью соответствовать форме и расположению обработанной этим инструментом поверхности на станке относительно режущих кромок.

4. Измерительное усилие между наконечником приспособления и режущими кромками должно быть минимальным (не более 200 г) и не вызывающим выкрашивание или сминание кромок. В случае применения индикаторных головок для отсчета размера следует избегать непосредственного контакта режущих кромок с измерительным наконечником индикатора. Режущие кромки повреждают наконечник, изнашивают его и снижают точность настройки. Целесообразно контактирующий элемент приспособления оснащать твердым сплавом с повышенным содержанием кобальта.

5. Приспособление должно обеспечивать требуемую точность настройки инструмента, быть простым и удобным в эксплуатации.

6. Твердость поверхностного слоя элементов, контактирующих с режущими кромками инструмента, должна быть равной или на 2...3 единицы HRC ниже твердости инструмента.

7. По возможности следует проектировать универсальное или перенастраиваемое приспособление.

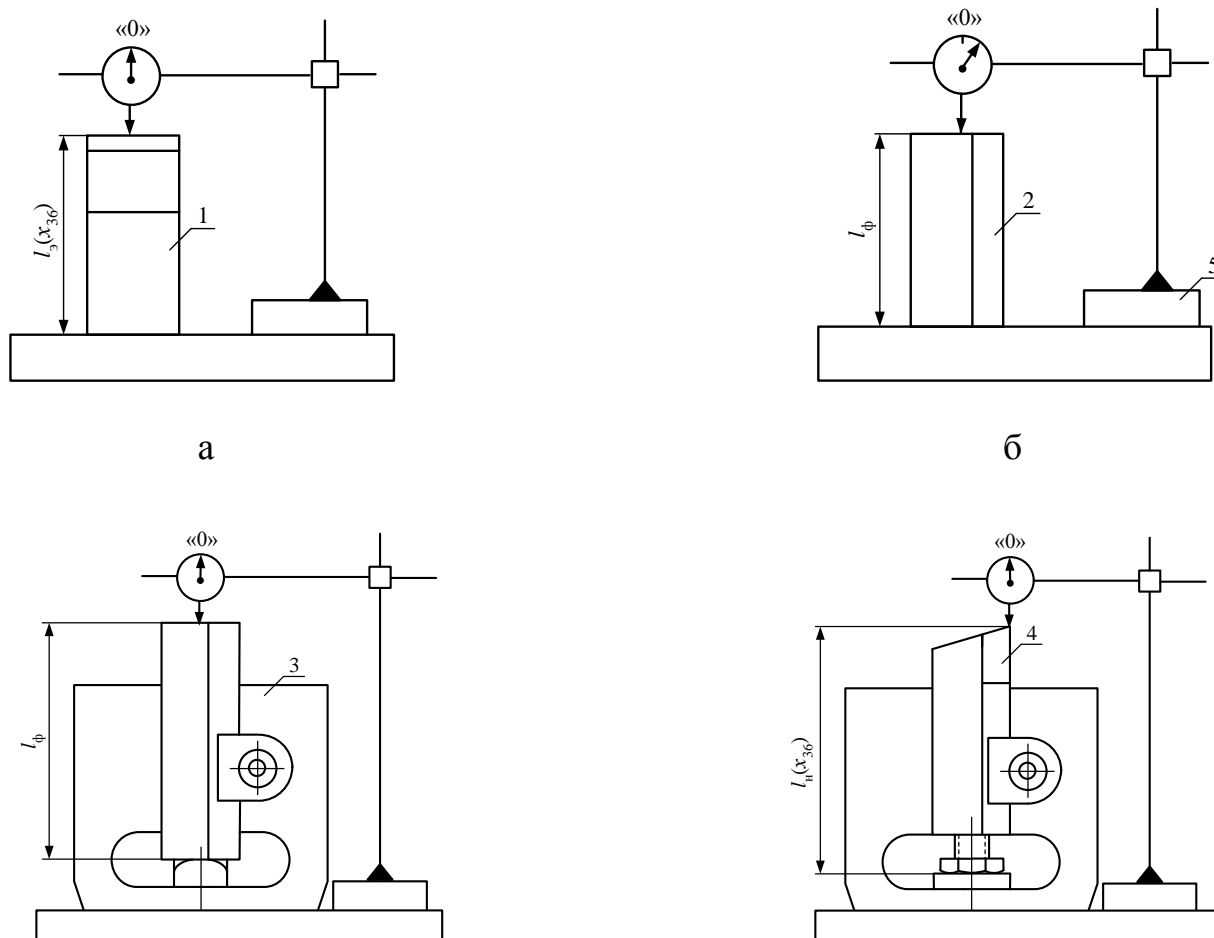
Независимо от конструкции приспособления и от вида настраиваемого инструмента можно выделить следующие основные этапы настройки инструмента:

1. Настроить измерительное устройство приспособления по эталону на «ноль».

2. Установить инструмент в приспособлении и с помощью компенсатора регулировать положение режущих кромок до «нуля».

Исходными данными для настройки инструмента на приспособлении являются: технологическая размерная цепь станка; настраиваемый инструмент; рабочий эталон для настройки приспособления на «ноль»; измерительное устройство (например, индикаторная головка); данные о настраиваемом размере; допуск на настройку инструмента; средство для контроля погрешности изготовления рабочего эталона.

Пример размерной настройки резцовой вставки вне станка в приспособлении приведен на рис. 6.24.



В

Г

Рисунок 6.24 – Этапы размерной настройки резцовой вставки в приспособлении вне станка: 1 – эталон; 2 – рабочий эталон; 3 – приспособление; 4 – резцовая вставка; 5 – измерительное устройство

Вначале настраивают на нуль индикаторную головку (рис. 6.24 а) с помощью набора концевых мер 1. Затем, вместо набора концевых мер, устанавливают рабочий эталон 2 (рис. 6.24 б) и проверяют погрешность его изготовления по отклонению стрелки индикатора. Фактическая длина эталона маркируется на одной из его нерабочих сторон.

На следующем этапе настраивают на «нуль» приспособление с помощью рабочего эталона (рис. 6.24 в). Затем вместо рабочего эталона в приспособление устанавливают резцовую вставку (рис. 6.24 г) и регулируют положение режущих кромок с помощью компенсатора до положения «нуль». Несоответствие между нулем и стрелкой индикатора составляет погрешность $\Delta_{\text{и}}$ регулирования.

Погрешность $\Delta_{\text{у}}$ установки резцовой вставки в приспособлении устанавливают при многократном ее закреплении в приспособлении. Способ крепления резцовой вставки в приспособлении должен соответствовать способу крепления резцовой вставки на станке.

Погрешность $\Delta_{\text{н}}$ настройки резцовой вставки вне станка можно рассчитать по формуле

$$\Delta_{\text{н}} = 1,2 \sqrt{\Delta_{\text{э}}^2 + \Delta_{\text{и}}^2 + \Delta_{\text{у}}^2}. \quad (6.23)$$

Погрешность $\Delta_{\text{н}}$ должна учитываться в расчетах замыкающего звена технологической размерной цепи (размер $d_{\text{н}}$ по формуле (6.8)). По величине погрешности настройки $\Delta_{\text{н}}$ можно сделать вывод о возможности бесподналадочной замены резцовой вставки на станке.

6.5.2. Приборы для размерной настройки инструмента

Для размерной настройки инструментальных блоков вне станка применяют приборы в горизонтальном исполнении (мод. БВ-2010-БВ-2012) –

настройка резцов и борштанг и в вертикальном исполнении (БВ-2013-БВ-027) – настройка осевых инструментов (сверл, зенкеров, разверток, метчиков, концевых фрез). На приборах второй группы (мод. БВ-2027) можно настраивать борштанги.

Схема прибора мод. БВ-2010 изображена на рис. 6.25.

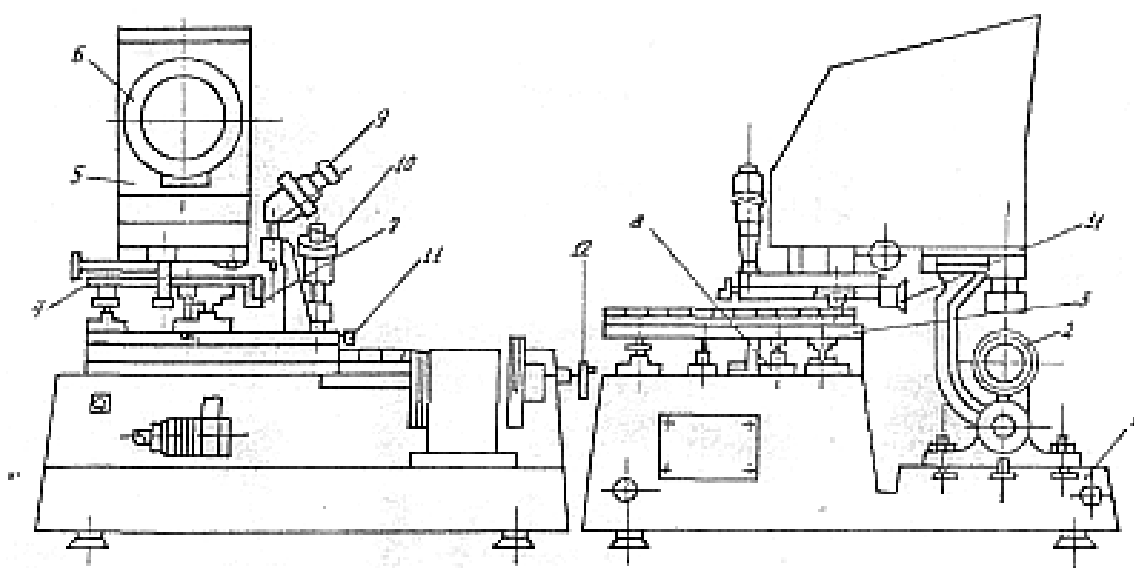


Рисунок 6.25 – Основные элементы прибора мод. БВ-2010:

1 – основание; 2 – шпиндельная бабка; 3 – нижняя каретка; 4 – верхняя каретка;
5 – визирное устройство; 6 – экран; 7 и 8 – линейки; 9 и 10 – отсчетные микроскопы
МОС-21; 11 – микрометрический регулировочный винт; 12 – стопорный винт

Настраиваемый на размер инструментальный блок укрепляется на базовом кронштейне, который устанавливается на поверхности основания 1 прибора. Присоединительные базы кронштейна для крепления инструментальных блоков должны соответствовать базам станка. На приборе можно настраивать борштанги. При этом вместо кронштейна устанавливают шпиндельную бабку 2.

На основании прибора укреплены направляющие нижней 3 и верхней 4 каретки, перемещающейся, соответственно, в продольном и поперечном направлениях. На верхней каретке установлено визирное устройство 5, вы-

полненное в виде проекционного микроскопа. На поворотном экране 6 микроскопа имеется штриховое перекрестие.

Перед началом измерений устанавливают базовый кронштейн таким образом, чтобы его присоединительные поверхности (направляющая и упорная) точно задавали по двум координатам положение инструмента относительно нулевых точек отсчета. Положение базового кронштейна на приборе настраивают с помощью эталона (рис. 6.26), который представляет собой инструментальный блок с шаблоном, имитирующим две режущие кромки проходного резца. На поверхности шаблона нанесены размеры, которые являются исходными для определения положения кронштейна на опорной поверхности основания прибора. Затем эталон снимают и устанавливают инструментальный блок с режущим инструментом. Размер инструмента настраивают по координатам, указанным в карте наладки.

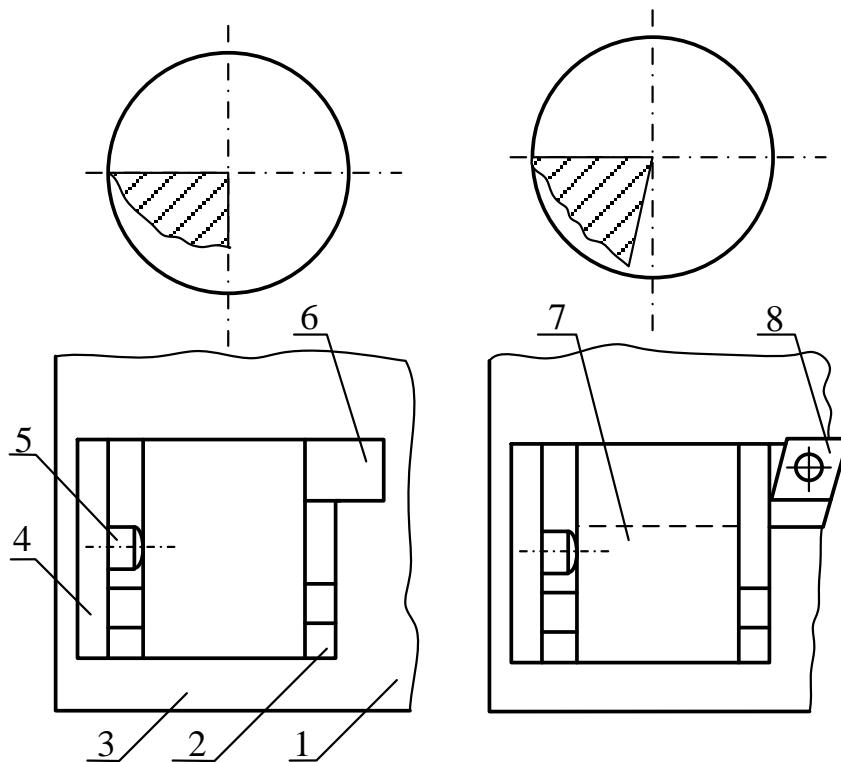


Рисунок 6.26 – Положение эталона и настраиваемого инструментального блока на приборе мод. 2010: а – положение эталона; б – положение инструментального блока; 1 – стол прибора мод. 2010; 2 – основание привалочной базы; 3, 7 – инструментальные блоки; 4 – стойка привалочной базы; 5 – упор; 6 – шаблон; 8 – сменная многогранная пластина

Предварительная установка проектора на заданные координаты осуществляется перемещением каретки по оптическим шкалам 7 и 8 стеклянных линеек и отсчетным микроскопом МОС-21 9 и 10. Точная установка проектора осуществляется микрометрическими винтами 11, после чего положение кареток фиксируется стопорными винтами 12.

Оптическая схема проектора представлена на рис. 6.27.

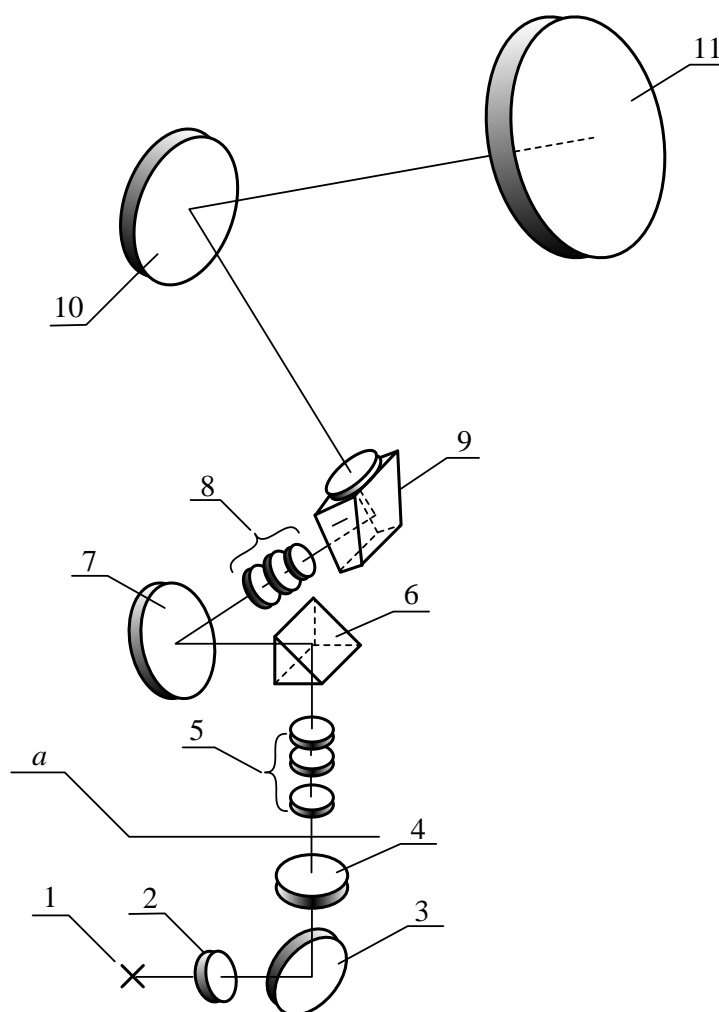


Рисунок 6.27 – Оптическая схема проектора для настройки инструмента вне станка

Свет от лампы 1 осветителя проходит через линзу 2, зеркало 3, светофильтр 4 и освещает плоскость предмета, в которой располагают инструмент. Лучи света, проходя в объектив 5, призму 6, зеркало 7, проекционный

объектив 8, призму 9, зеркало 10, проецируют на экран 11 изображение инструмента, расположенного в плоскости предмета.

Для удобства работы экран наклонен под углом 5° к вертикальной плоскости.

Основные технические характеристики прибора приведены в табл. 6.2.

Таблица 6.2 – Основные технические характеристики прибора мод. БВ-2010

Наименование характеристик	Пределы и точность измерения
1. Характеристики проектора: увеличение, крат цена деления шкалы экрана, град величина отсчета по нониусу, мин диапазон углов, град линейное поле зрения в плоскости предмета, мм диаметр экрана, мм абсолютная погрешность установки в двух координатах, мм	30 1 2 ± 45 6,5 195 0,015
2. Характеристика прибора: расстояние от базовой плоскости основания до режущей кромки инструмента, мм продольное перемещение кареток, мм поперечное перемещение кареток, мм	200 ± 2 300 200
3. Характеристика отсчетных микроскопов МОС-21: цена деления, мм	0,001

Размерная настройка инструментальных блоков предусматривает подготовку следующих исходных данных: инструментальная наладка (см. рис. 6.18); базовый кронштейн (приваленная база); эталон для настройки базового кронштейна в нулевое (исходное) положение; инструмент; инструментальный блок для крепления инструмента; прибор для предварительной настройки инструментальных блоков.

Настройка инструментального блока на приборе мод. БВ-2010 (например, с резцом) выполняется в такой последовательности.

1. Предварительно установить базовый кронштейн совместно с эталоном на поверхности основания прибора мод. 2010 (см. рис. 6.26).

2. Установить проектор с координатами, указанными на шаблоне эталонного инструментального блока.

3. Совместить «режущие кромки» эталона с визирными линиями проектора (рис. 6.27), перемещая базовый кронштейн совместно с эталоном на поверхности основания прибора мод. 2010. Закрепить базовый кронштейн и снять эталон.

4. Установить и закрепить настраиваемый инструментальный блок на базовом кронштейне. Затем установить инструмент в гнездо инструментального блока 4, настроить его на размер, указанный в карте инструментальной наладки (см. рис. 6.18).

Положение режущих кромок инструмента относительно визирных линий на экране прибора зависит от типа резца (инструмента) и направления подачи (рис. 6.28).

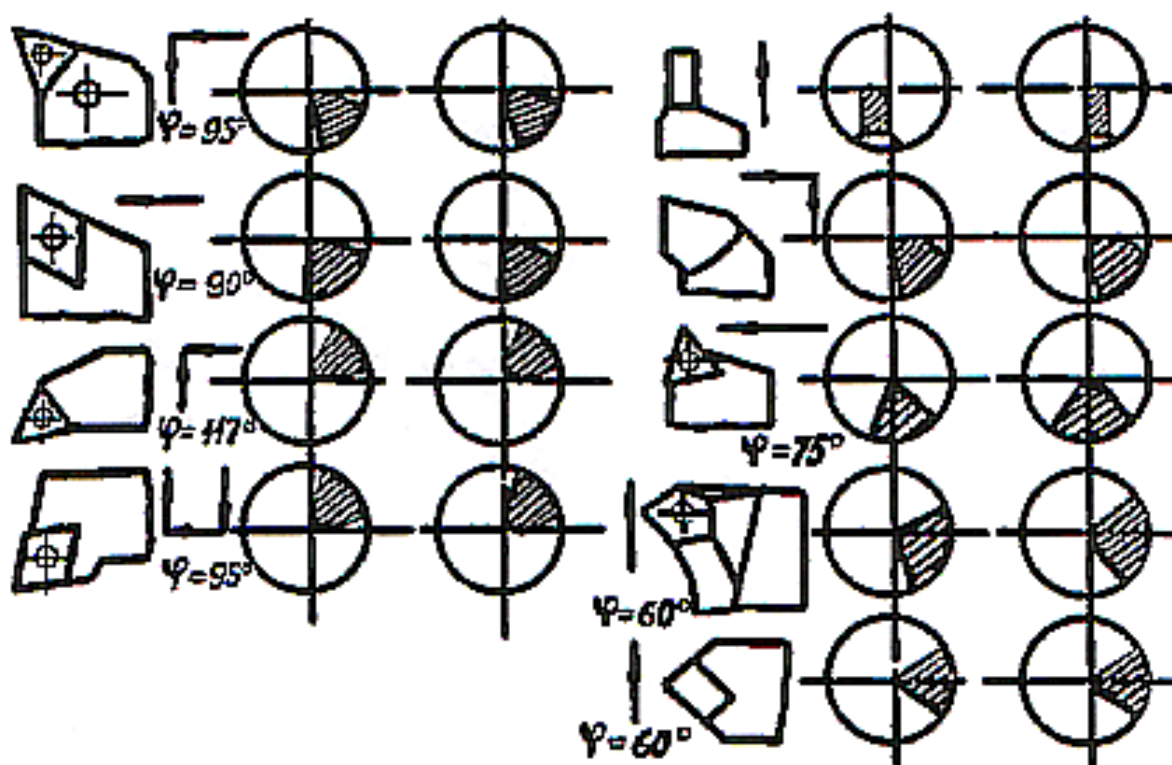


Рисунок 6.28 – Вид режущих кромок резцов на экране проектора

Схема прибора мод. БВ-2027 изображена на рис. 6.29.

Прибор предназначен для размерной настройки инструментальных блоков для станков с ЧПУ сверлильно-расточной фрезерной группы. Уста-

новка координат производится по преобразователям ПИЛП и устройствам числовой индексации с фиксацией положения режущей кромки инструмента по визирному микроскопу.

Прибор состоит из литого основания 1, в котором размещены шпиндель 4 и механизм грубого и точного перемещения каретки 7. Фиксатор 3 исключает проворот шпинделя 4 во время затяжки инструмента маховиком 2.

В верхней плоскости основания крепится стойка 5 с кареткой 7, траверсой 6 и металлической штриховой мерой, на которой нанесены деления линейки грубого отсчета. Каретка 7 перемещается по прямоугольным направляющим ходовым винтом. На этой каретке имеются прямоугольные направляющие для перемещения траверсы 6 при настройке инструмента по радиусу (диаметру). На траверсе 6 закреплено визирное устройство 8.

Установка координат на приборе производится по преобразователям ПИЛП и устройствам цифровой индикации (УЦИ) 5291. Блоки УЦИ 5291 установлены в пульте 10, который крепится на основании 1.

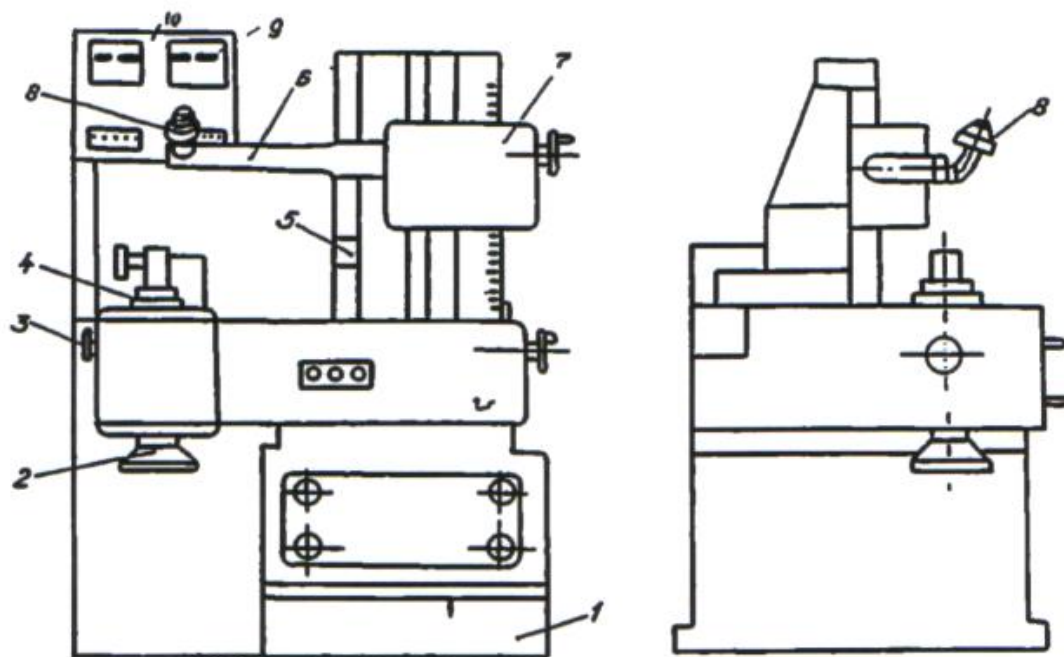


Рисунок 6.29 – Общий вид прибора мод. БВ-2027:

1 – основание; 2 – маховик, 3 – фиксатор, 4 – шпиндель, 5 – стойка,
6 – траверса, 7 – каретка, 8 – визирное устройство, 9 – отсчетное
устройство, 10 – пульт

При подготовке прибора к работе выполняют следующие виды работ:

1. Производят тщательный осмотр прибора, проверяют плавность и легкость перемещения каретки и траверсы.
2. Проверяют заземление и включают прибор в сеть.
3. Настраивают прибор по аттестованной оправке БВ-2027.00.001 в такой последовательности.

Оправку устанавливают в шпиндель прибора и затягивают ее при помощи маховика. С помощью рукояток каретки и траверсы вводят аттестованные стороны оправки в перекрестие микроскопа (рис. 6.30). Головка индикатора МИГ доводится до касания с оправкой с установкой нуля при натяге стрелки головки. По преднабору на пульте управления координаты «х» блока цифровой индикации набирают значение радиуса аттестованной оправки, а на пульте управления по координате «z» – значение вылета оправки. После выполнения этих видов работ включают тумблер координат «х» и «z» и на панели индикации (отсчетное устройство 9) должны загореться значения установленных координат.

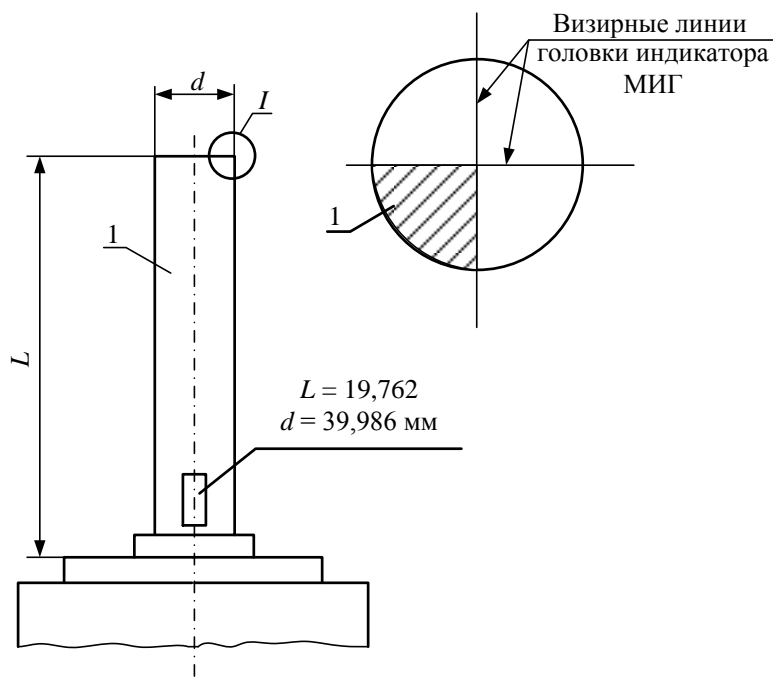


Рисунок 6.30 – Вид аттестованной оправки и визирных линий микроскопа при настройке прибора в системе координат станка

Настройка инструмента состоит в том, что вместо аттестованной оправки в шпиндель прибора устанавливают настраиваемый инструментальный блок. Любые измерения на приборе при настройке инструмента при этом выполняются в системе координат станка.

Предварительная настройка инструментальных блоков для многоцелевых станков с ЧПУ имеет особенности. Во всех случаях независимо от конструкции посадочного отверстия шпинделя станка и вида инструмента необходимо знать размер l_H (см. рис. 6.12), за который принимается расстояние от торца шпинделя до его режущих кромок. Размер l_H должен соответствовать составляющему звену z_4 (см. рис. 6.12). Расстояние l_H влияет на точность обработки по глубине, а также на время врезания и выхода инструмента (рис. 6.31).

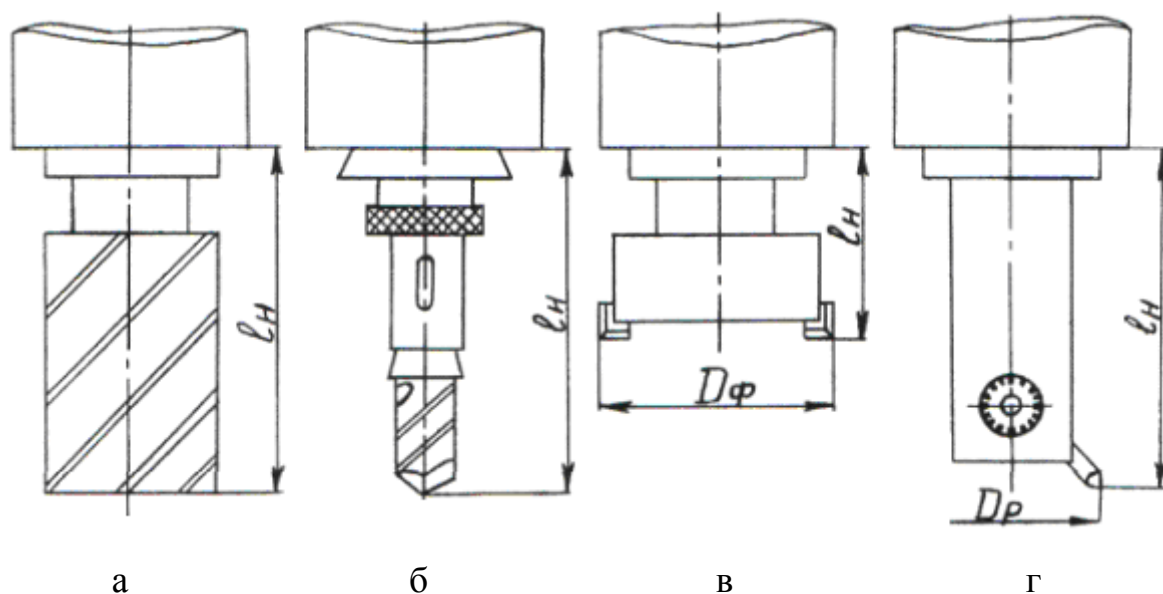


Рисунок 6.31 – Настроечные размеры для многоцелевых станков с ЧПУ

Исходными данными для размерной настройки инструментальных блоков для многоцелевых станков с автоматической сменой инструмента являются эскизы инструментальных наладок и координаты настройки инструментов с компенсаторами для настройки.

На практике встречается два варианта подготовки инструментальных блоков перед установкой их в гнезда инструментальных магазинов.

1. Составляющее звено Z_4 размерной цепи (см. рис. 6.12) регулируют с помощью компенсатора до значений, которые имеет заменяемый инструментальный блок. В этом случае после подготовки прибора с помощью эталонной оправки, на отсчетном устройстве устанавливают требуемые размеры перемещением каретки. Затем с помощью компенсаторов совмещают режущие кромки инструмента с визирными линиями головки индикатора МИГ. Инструмент считается настроенным, если его режущие кромки совпадают с визирными линиями окулярной головки прибора, а на табло отсчетного устройства можно прочесть размеры настраиваемого инструмента.

2. Настройка инструментального блока состоит в том, что на приборе измеряются фактические координаты z_{ϕ} и x_{ϕ} положения режущих кромок инструмента. Действительные значения координат z_{ϕ} и x_{ϕ} заносят в журнал (бланк). Разность $\pm \Delta l$ (рис. 6.32) размеров измеренного на приборе l_{ϕ} и l_d снимаемого инструмента со станка вносится в систему ЧПУ станка для коррекции перемещения рабочих органов станка. В этом случае настраиваемый инструментальный блок устанавливают в шпиндель прибора и закрепляют. Затем, перемещая каретку и траверсу по координатам x и z , режущие кромки инструмента совмещают с визирными линиями окулярной головки прибора. Размеры z_{ϕ} и x_{ϕ} читают на отчетном устройстве микроскопа.

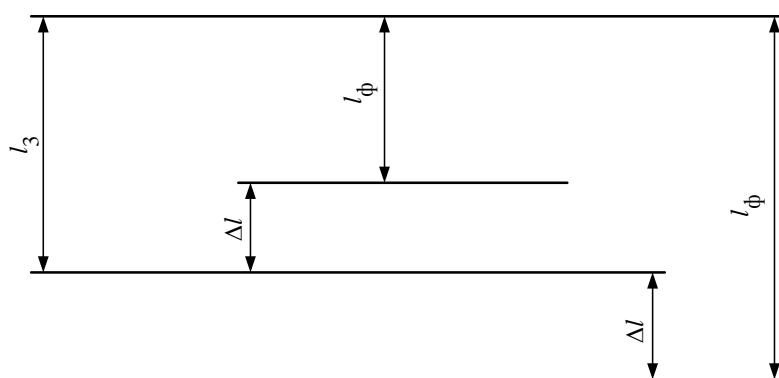


Рисунок 6.32 – Схема расчета величины Δl коррективы программы

станка по фактической длине вылета инструмента l_{ϕ} (l_3 – вылет инструмента при первичной наладке станка)

При измерении и настройке инструментальных блоков возникают погрешности, которые оказывают влияние на точность настройки. Предельную погрешность измерения Δl по длине можно определить по формуле

$$\Delta l = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3, \quad (6.24)$$

где Δl – погрешность установки оправки в шпинделе станка, которая зависит от точности изготовления конического хвостовика вспомогательного инструмента;

Δ_2 – погрешность перемещения и установки инструмента на измерительном приборе;

Δ_3 – погрешность совмещения визирных линий прибора с главной режущей кромкой инструмента.

Предельную погрешность Δ_d настройки инструментального блока по диаметру можно определить по формуле

$$\Delta_d = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 + \Delta_4 + \Delta_5, \quad (6.25)$$

где Δ_4 – систематическая погрешность вращения шпинделя прибора, и должна учитываться при измерении диаметра И;

Δ_5 – погрешность установки эталонной оправки в шпинделе прибора при его настройке перед работой.

Если Δl и Δ_d выходят за пределы допуска размера обрабатываемой детали, то после определения величины погрешности следует ввести коррекцию на радиус инструмента или его длину.

Глава 7

ОСОБЕННОСТИ ЗАМЕНЫ РАЗМЕРОВ

7.1. Технологические размеры

На чертежах конструктор проставляет конструкторские размеры относительно конструкторских баз. Конструкторские (функциональные) размеры обеспечивают пригодность детали в эксплуатации. В индивидуальном производстве конструкторские размеры получают непосредственно и контролируют на станке.

В тех случаях, когда обрабатывается серия деталей на предварительно настроенном станке, технолог определяет для наладки станка такие размеры:

- 1) позволяющие регулировать станок и инструментальный блок с учётом их технологических возможностей;
- 2) обеспечивающие точность размеров по чертежу с наименьшей себестоимостью обработки.

Эти два требования могут быть выполнены при оптимальной последовательности обработки поверхностей на заготовке. Этой последовательности соответствует простановка на схемах наладок технологических размеров относительно технологической базы.

Если конструкторские и технологические базы не совпадают, то конструкторские размеры на чертеже детали не совпадают с технологическими размерами на эскизе наладки.

На рис. 7.1 а приведен чертёж детали, положение и размеры канавки на котором заданы конструкторскими размерами C_1 , C_2 , C_3 . Базирование детали на станке может быть выполнено с помощью трёх плоскостей Q , P и R .

Канавка на детали с размерами C_1 , C_2 и C_3 может быть обработана дисковой трехсторонней фрезой с базированием заготовки на поверхности Q и P . Станок настраивается на размеры C_{f_1} и C_{f_3} . Размер C_{f_2} обеспечивается собственно режущим инструментом. Размеры C_{f_1} , C_{f_2} и C_{f_3} являются технологическими.

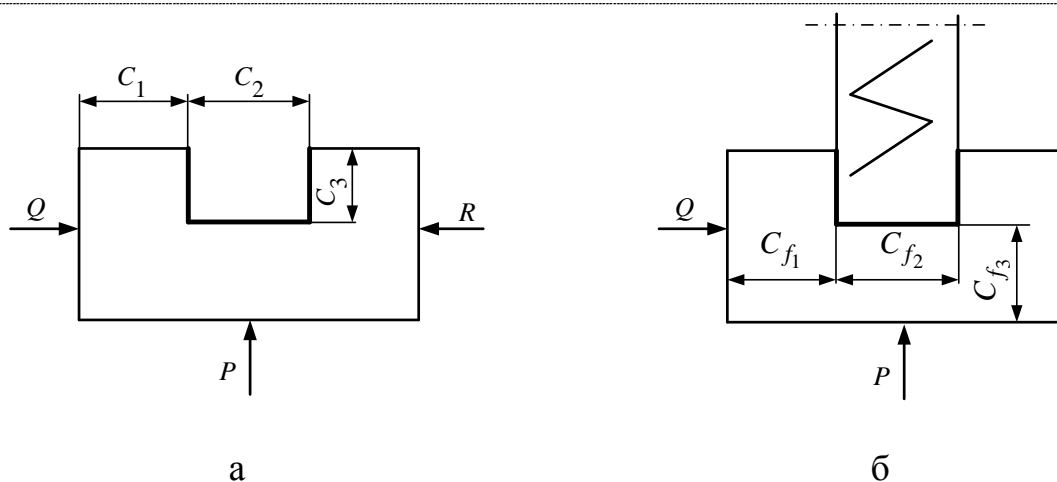


Рисунок 7.1 – Эскиз детали и схема наладки при обработке канавки:

C_1 , C_2 и C_3 – конструкторские размеры, C_{f1} , C_{f2} и C_{f3} – технологические размеры

Канавку можно обработать на двух операциях двумя трёхсторонними фрезами, ширина которых меньше размера C_2 по чертежу. На первой операции фрезеруется канавка с размерами C_{f1} , C_{f2} и C_{f3} (рис. 7.2 а). Причём $C_{f2} < C_2$. На второй операции обеспечивается два технологических размера C_{f3} и C_{f4} . Деталь базируется на поверхности Q и P . Как вариант, на второй операции деталь можно базировать на поверхностях P и R . Тогда размер C_{f4} будет как расстояние от базовой поверхности Q до торца канавки.

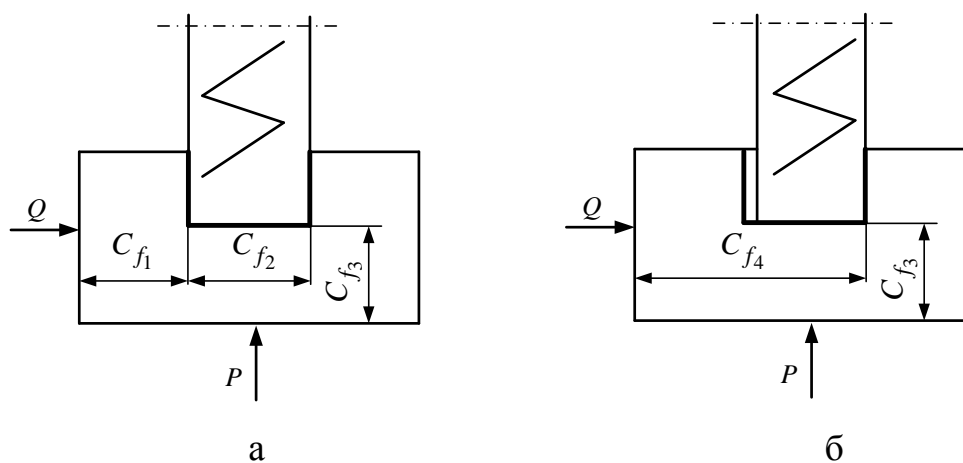


Рисунок 7.2 – Схема обработки канавки в размер C_2 на двух операциях двумя дисковыми трехсторонними фрезами, у которых ширина фрезы $B < C_2$

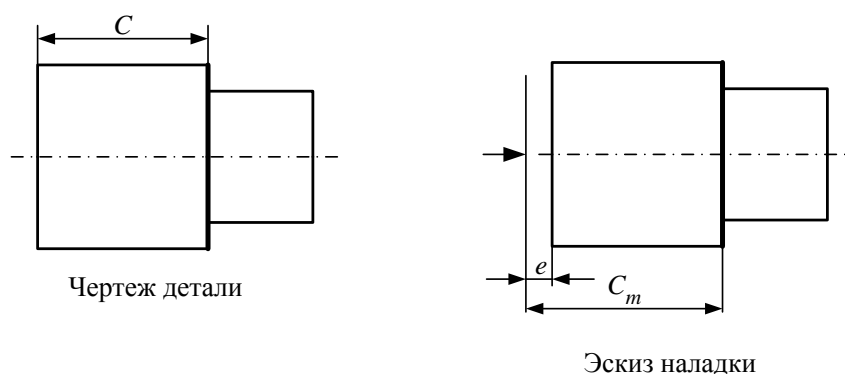
Рассмотренные примеры показывают, что технологические размеры могут не совпадать с конструкторскими, что связано с базированием заготовки на станке и применяемыми режущими инструментами. При разработке технологического процесса, когда конструкторские и технологические размеры не совпадают, технолог определяет технологические размеры путём расчёта размерных цепей.

7.2. Типы технологических размеров

Выделение размеров является условным, а их знание позволяет выявить роль элементов технологической системы в обеспечении точности обработки.

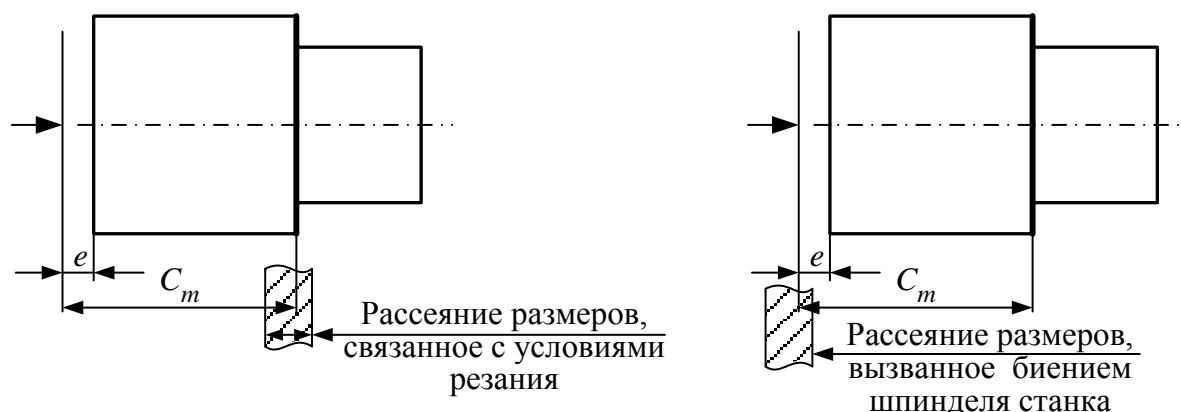
7.2.1. Станочный размер C_m

Станочным размером называется такой технологический размер C_m (рис. 7.3), который представляет собой расстояние между обработанной поверхностью заготовки на рассматриваемой технологической операции (переходе) и базовой поверхностью на станке, используемой для позиционирования заготовки. Этот размер может быть измерен после обработки, когда деталь установлена на станке.



а

Рисунок 7.3 – Схемы, поясняющие образование технологического размера с учётом базирования заготовки на станке: C – размер по чертежу; e – погрешность базирования детали; C_m – станочный размер



б

Рисунок 7.3 – Продолжение

Станочный размер зависит от следующего:

- позиционирования режущего инструмента относительно базы на станке;
- рассеяния размеров из-за деформации инструмента, нестабильности припуска и свойств заготовки и т. п.;
- деформаций приспособления и станка при действии силы резания.

7.2.2. Размер по упору C_b

Размер по упору – это технологический размер C_b (рис. 7.4), измеренный между обработанными поверхностями на детали и полученный как результат первоначальной настройки двух упоров на станке, определяющих положение режущих инструментов относительно детали. Размер C_b зависит от действия следующих факторов:

- позиционирования двух упоров на станке;
- деформаций режущего инструмента;
- износа режущего инструмента;
- деформаций станка при резании.

Размер C_b не зависит от точности позиционирования детали относительно станка.

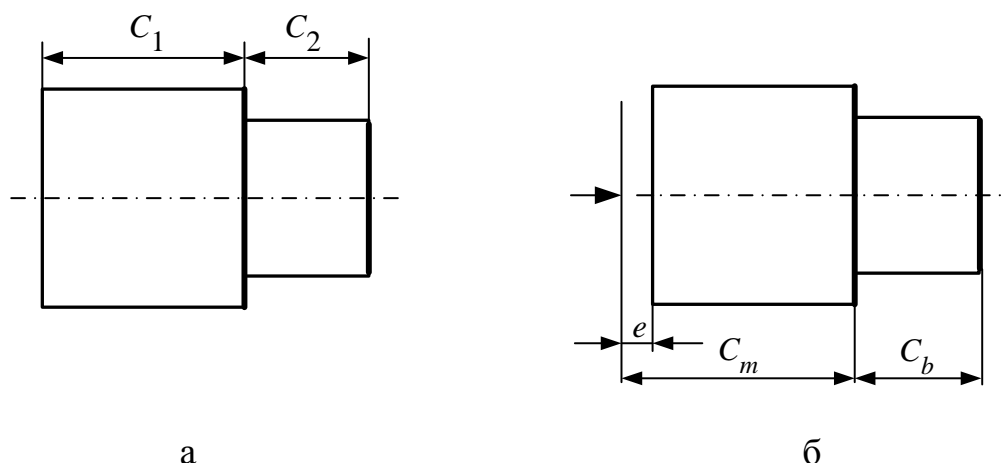


Рисунок 7.4 – Эскиз детали (а) и схема (б), поясняющая место размеров C_m и C_b в формировании точности размера C_2 с помощью инструмента и двух упоров на станке

7.2.3. Инструментальный размер

Инструментальный размер C_0 – это технологический размер, который получают следующим образом:

- за счёт формы и размера режущего инструмента, например, при обработке канавки трёхсторонней фрезой в размер (рис. 7.5 а);
- двумя режущими инструментами, жестко связанными инструментальной оснасткой (рис. 7.5 б, в).

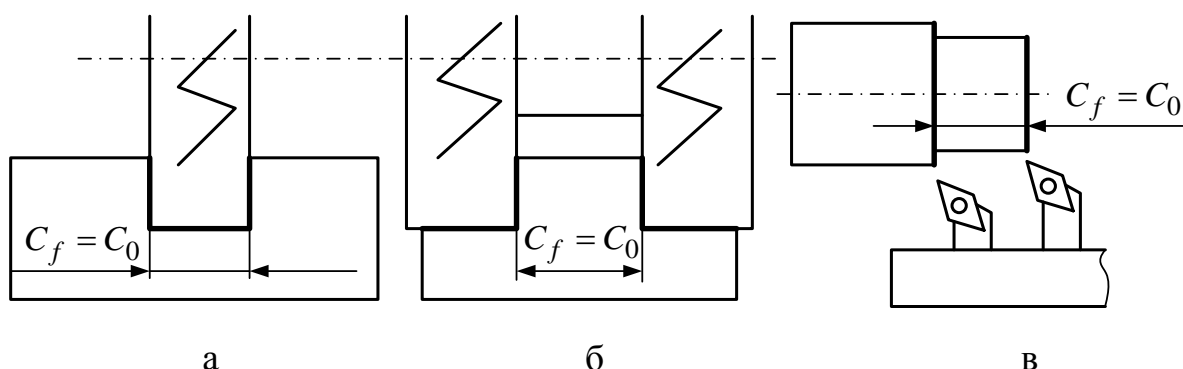


Рисунок 7.5 – Схемы обработки поверхностей детали в размер за счёт точности собственно режущего инструмента (а) или за счёт точности установки двух режущих инструментов в инструментальной оснастке (б, в)

7.3. Замена размеров

Как было рассмотрено в п. 7.2, конструкторский размер может быть реализован при обработке заготовки непосредственно технологическим размером ($C_1 \rightarrow C_{f_1}$, $C_2 \rightarrow C_{f_2}$). На практике часто имеют место такие схемы наладок, когда конструкторский размер обеспечивается двумя и более технологическими размерами. В таких случаях требуется замена размеров.

На рис. 7.6 даны конструкторские размеры A и B . Необходимо обработать поверхности F_2 и F_3 в размер B на станке, настроенном на технологические (станочные) размеры $C_{f_1} = C_{m_1}$ и $C_{f_2} = C_{m_2}$ с базированием на поверхность F_1 .

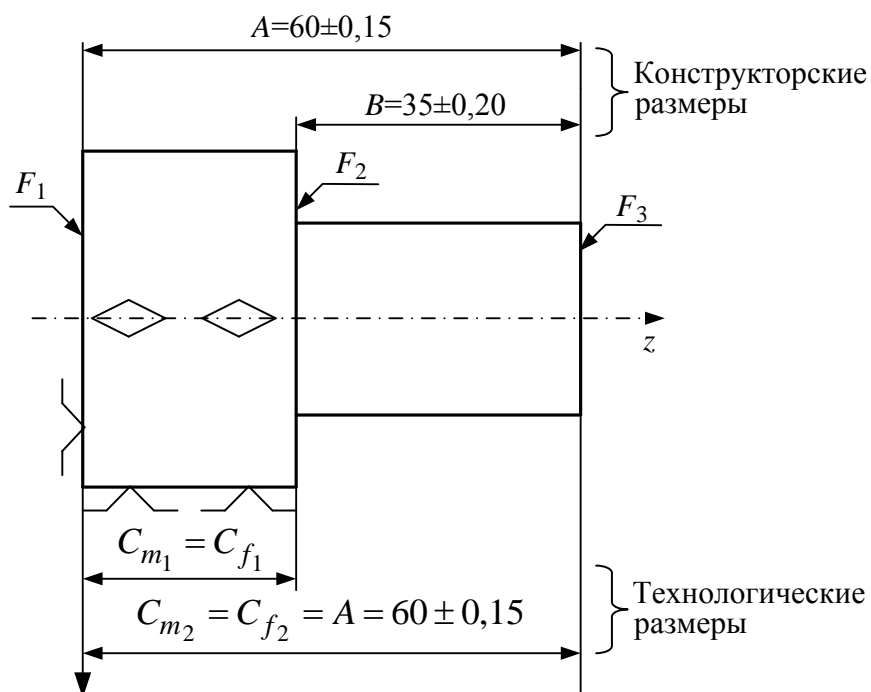


Рисунок 7.6 – Схема базирования заготовки при обработке поверхностей F_2 и F_3 с технологическими (станочными) размерами C_{f_1} и C_{f_2}

В соответствии с принятой схемой обработки поверхностей F_2 и F_3 конструкторский размер A реализуется непосредственно с помощью размера

C_{f_2} . Размер B реализуют не непосредственно, а с помощью двух технологических размеров $C_{f_1} = C_{m_1}$ и $C_{f_2} = C_{m_2}$. Следовательно, требуется замена размера, связанная с расчётом предельных отклонений на технологический размер C_{f_1} , гарантирующий точность конструкторского размера B .

Замена размеров – это способ расчёта, позволяющий определить допуск и предельные отклонения на технологические размеры, гарантирующие заданную точность получаемого конструкторского размера.

Решение задачи замены размеров усложняется, когда конструкторский размер формируется несколькими технологическими размерами (рис. 7.7). Решение такой задачи связано с анализом подетальной размерной цепи.

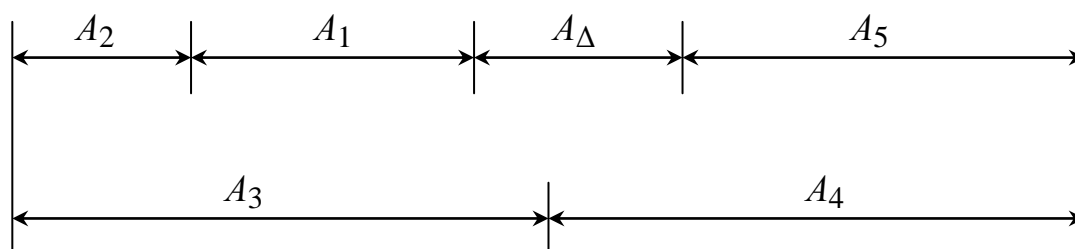


Рисунок 7.7 – Схема подетальной размерной цепи

Для рассматриваемого случая можно записать следующее уравнение размерной цепи:

$$A_{\Delta} = \sum_1^5 \xi_i A_i = A_3 + A_4 - (A_1 + A_2 + A_5)$$

или

$$A_{\Delta}^{\max} = (A_3^{\max} + A_4^{\max}) - (A_1^{\min} + A_2^{\min} + A_5^{\min});$$

$$A_{\Delta}^{\min} = (A_3^{\min} + A_4^{\min}) - (A_1^{\max} + A_2^{\max} + A_5^{\max}).$$

При замене размера учитывают следующие особенности:

- замыкающим звеном является то звено размерной цепи, которое заменяется;

- замыкаемый размер не может быть реализован непосредственно, а получается последним в результате формирования других технологических размеров;
- допуск и предельные отклонения заменяемого размера зависят от допусков и предельных отклонений других технологических размеров, входящих в размерную цепь;
- допуск заменяемого размера после замены должен быть равен сумме допусков составляющих технологических размеров.

Рассмотрим пример замены размера при обработке детали, схема которой приведена на рис. 7.8.

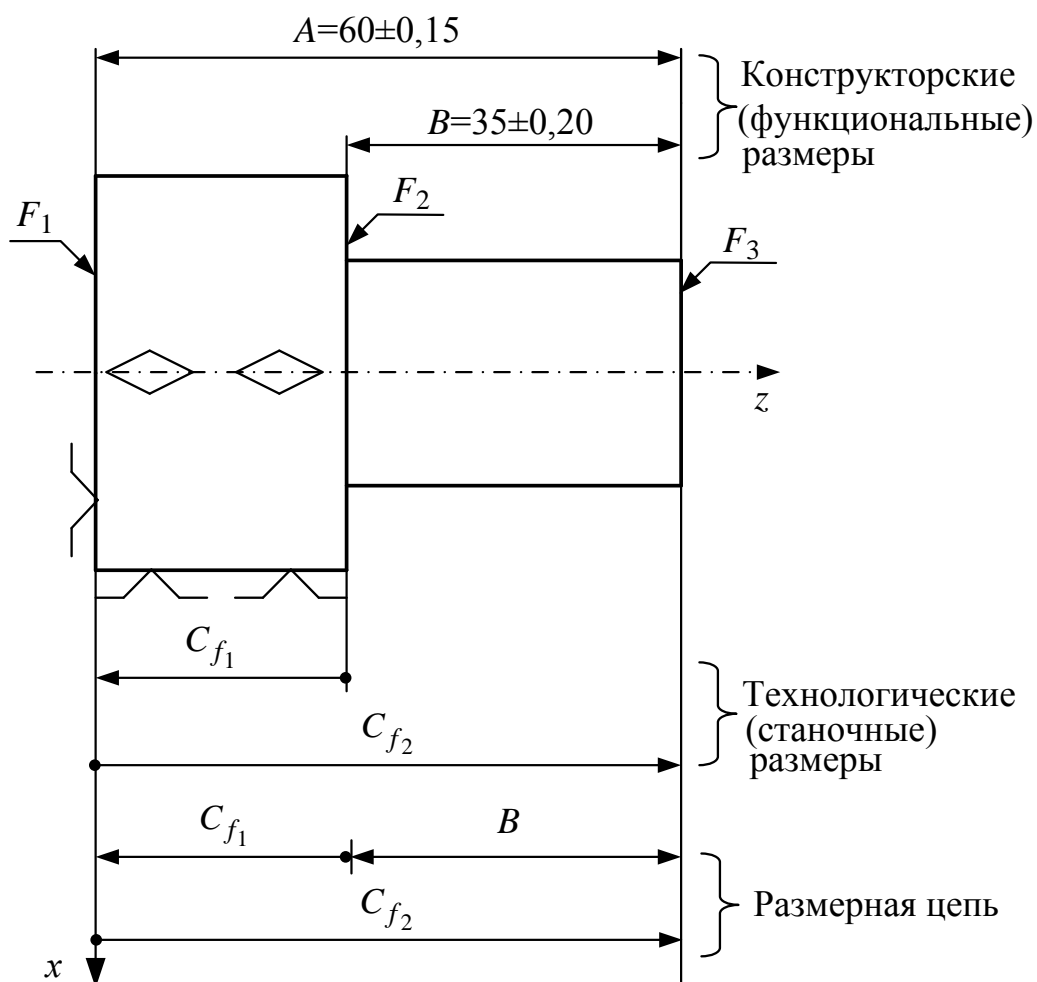


Рисунок 7.8 – Схема расчёта технологического размера C_{f1} , гарантирующего точность конструкторского размера B

После механической обработки заготовки в размеры C_{f_1} и C_{f_2} , размер B станет замыкающим, а размеры C_{f_1} и C_{f_2} – составляющими в технологической размерной цепи. Размер C_{f_2} известен, так как $C_{f_2} = A$. Размер C_{f_1} получим расчётом, рассматривая две размерных цепи (рис. 7.9).

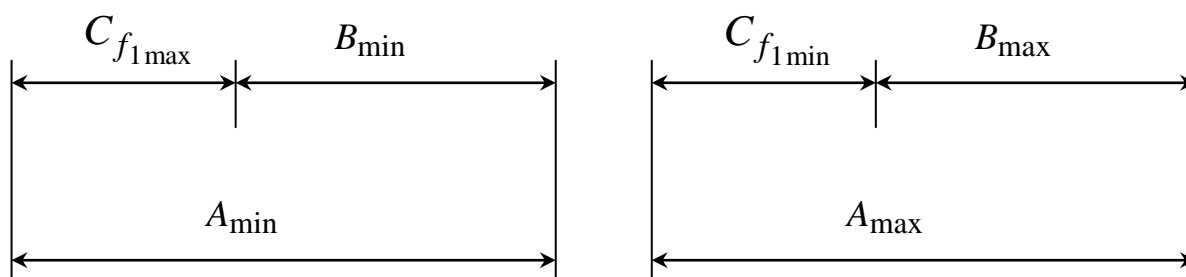


Рисунок 7.9 – Схемы размерных цепей к расчёту предельных размеров технологического размера C_{f_1}

Уравнение размерной цепи необходимо записывать с того звена, которое заменяется, например:

$$B_{\max} = A_{\max} - C_{f \min}; \quad (7.1)$$

$$B_{\min} = A_{\min} - C_{f \max}. \quad (7.2)$$

Допуск замыкающего звена равен сумме допусков составляющих звеньев:

$$T_B = T_{C_{f_1}} + T_{C_{f_2}}. \quad (7.3)$$

Выполним расчёт предельных размеров $C_{f_{1 \min}}$ и $C_{f_{2 \max}}$ (мм) с помощью зависимостей (7.1) и (7.3):

$$B_{\max} = A_{\max} - C_{f_{1 \min}};$$

$$35,2 = 60,15 - C_{f_{1 \min}},$$

откуда

$$C_{f1\min} = 60,15 - 34,2 = 24,95.$$

В соответствии с условием (7.3):

$$T_B = T_A + T_{C_{f1}} ;$$

$$0,4 = 0,3 + T_{C_{f1}} ,$$

откуда

$$T_{C_{f1}} = 0,1;$$

$$C_{f1} = 24,59^{+0,1}.$$

Рассчитаем размер $C_{f1\max}$ (мм) с помощью зависимостей (7.1) и (7.3):

$$B_{\min} = A_{\min} - C_{f1\max} ;$$

$$34,8 = 59,85 - C_{f1\max} ,$$

откуда

$$C_{f1\max} = 59,85 - 34,8 = 25,05.$$

Учитывая, что допуск на изготовления размера C_{f1} равен 0,1 мм, можно записать:

$$C_{f1} = 25,05_{-0,1}.$$

Окончательно можно записать размер C_{f1} в виде:

$$C_{f1} = 25 \pm 0,05.$$

7.4. Условия замены размеров

Учитывая, что допуск вновь образованного технологического размера должен быть равен сумме допусков составляющих размеров, можно сделать следующий вывод.

Расчётный допуск вновь образованного технологического размера, формируемого на станке при данном базировании заготовки и данной схеме обработки, должен быть сопоставим с погрешностью обработки на данной операции, например, как в рассмотренном выше примере (см. рис. 7.9).

Рассмотрим пример, когда замена размера невозможна (рис. 7.10).

В данном примере допуск замыкающего звена B меньше суммы допусков составляющих звеньев размерной цепи:

$$T_B = T_{C_{f_1}} + T_{C_{f_2}} ;$$

$$0,3 = 0,5 + (-0,2).$$

Замена размеров при данных допусках конструкторских размеров теоретически невозможна. В таком случае можно поступить следующим образом: по согласованию с разработчиком чертежа увеличить допуск на размер B на чертеже или уменьшить допуск составляющего звена A .

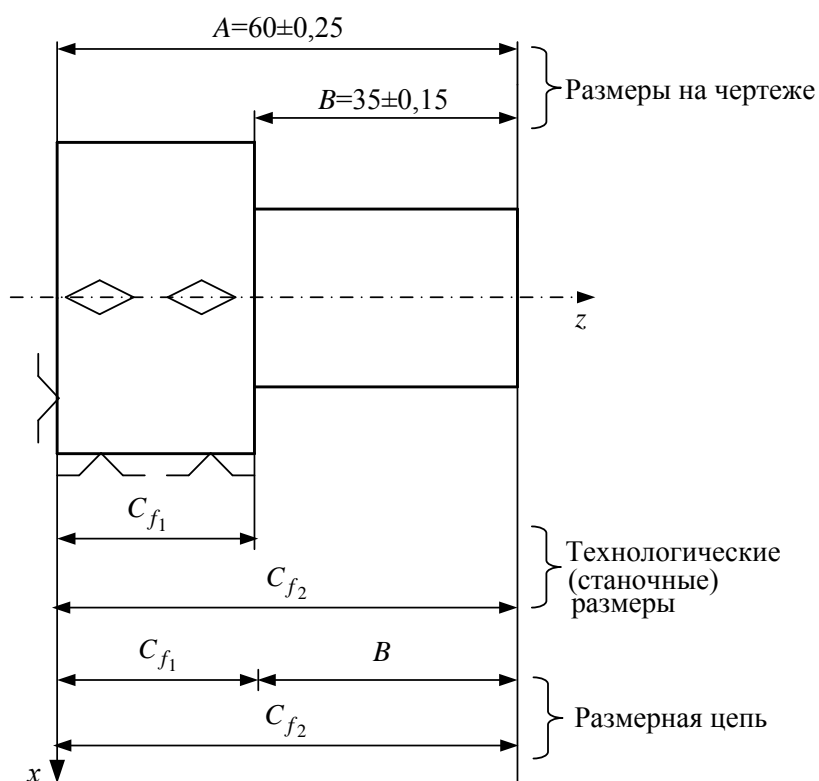


Рисунок 7.10 – Схема расчета технологического размера C_{f_1}

Рассмотрим второй пример (рис. 7.11).

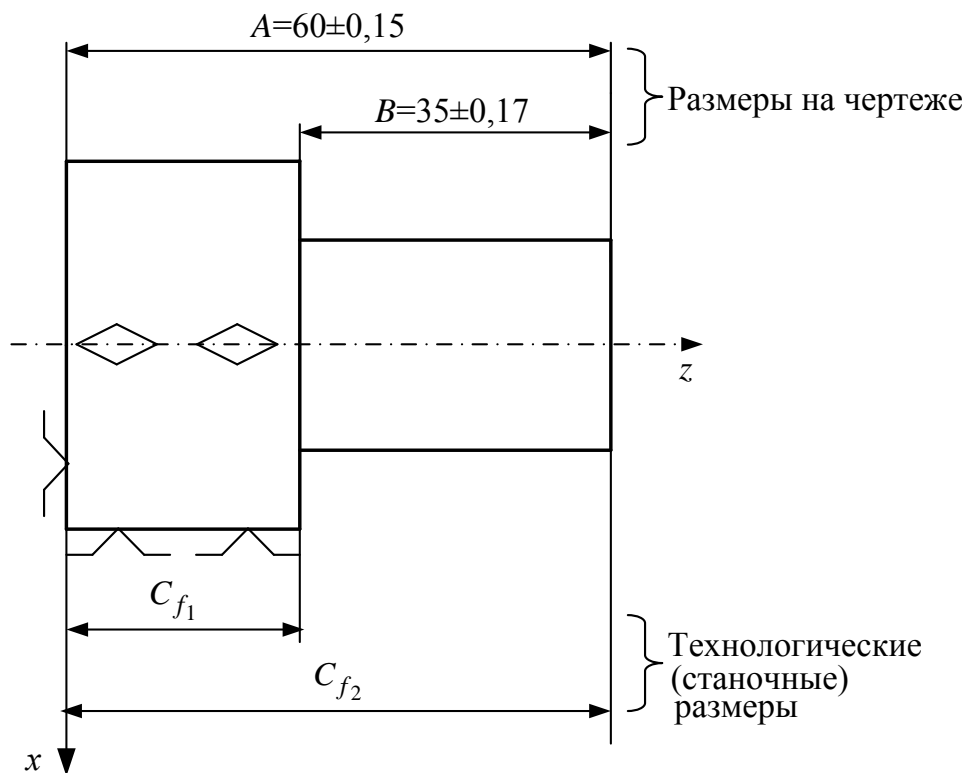


Рисунок 7.11 – Схема расчета технологического размера C_{f1}

В данном примере условие (7.3) выполняется, но допуск на размер C_{f1} слишком мал, чтобы его реализовать на станке при выбранных условиях обработки:

$$T_B = T_A + T_{C_{f1}} ;$$

$$0,34 = 0,30 + 0,04.$$

Если $A = 60 \pm 0,15$ и $B = 35 \pm 0,17$, то допуск на размер C_{f1} (мм) равен:

$$T_{C_f} = 0,04.$$

Эта величина слишком мала, так как размер C_{f1} можно получить на станке черновой подрезкой, а погрешность настройки станка на упор будет больше, чем допуск 0,04 мм.

Как и в предыдущем примере (рис 7.10), необходимо по согласованию с конструктором изменить расстановку размеров на чертеже таким образом, чтобы реализовать размер на станке непосредственно.

Рассмотренные примеры показывают, что замена размеров связана с ужесточением допусков на производственные размеры и вызывает увеличение стоимости обработки. Поэтому рекомендуется проставлять размеры на чертежах таким образом, чтобы исключить замену размеров в связи с их получением непосредственно при данной схеме обработки имеющимися средствами (рис. 7.12).

Производственные размеры C_{f_1} и C_{f_2} совпадают с размерами на чертеже и могут быть реализованы непосредственно при данной схеме обработки. В данном случае соблюдается принцип единства конструкторских и технологических баз и замена размеров не требуется.

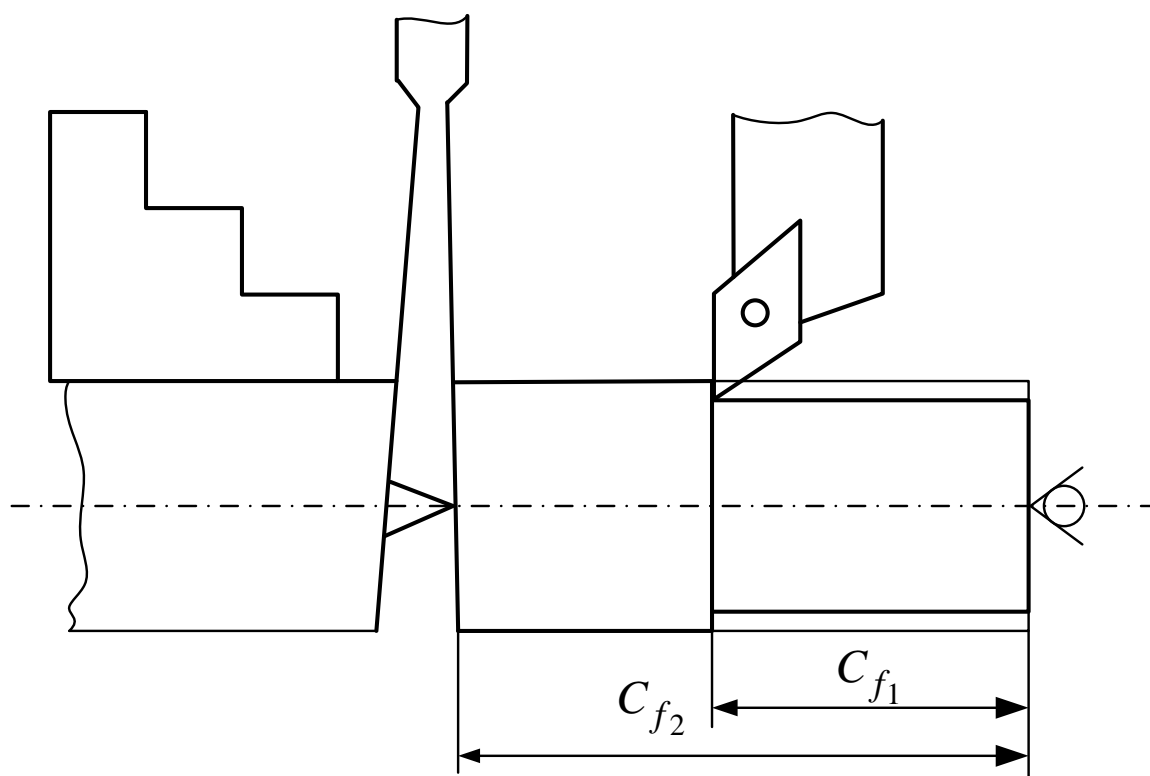


Рисунок 7.12 – Схема обработки детали на станке-полуавтомате

7.5. Взаимосвязь допусков размеров и расположения

В расчетах минимальных размеров заготовки следует учитывать базирование заготовки и взаимосвязь допуска размера и расположения [38]. Эту взаимосвязь можно устанавливать путем анализа размерных цепей. Метод замены допуска такой же, как и метод замены размеров.

На рис. 7.13 дан пример базирования детали на два упора (центральный и боковой). Размер x_{\min} служит расчетным размером заготовки при расчете величины минимальной стружки.

В размерной цепи (рис. 7.13 в) имеются размеры $R = 30_{-0,4}$, $r = 20^{+0,02}$ и допуск расположения $T_{\odot} = \pm 0,5$.

В соответствии с размерной цепью можно записать:

$$T_{\odot \max} / 2 = R_{\max} - (x_{\min} + r_{\min}); \quad (7.4)$$

$$+0,5 = 30 - (x_{\min} + 20),$$

откуда $x_{\min} = 9,5$ мм.

Рассмотрим пример расчета допуска соосности при замене схемы базирования заготовки (рис. 7.14).

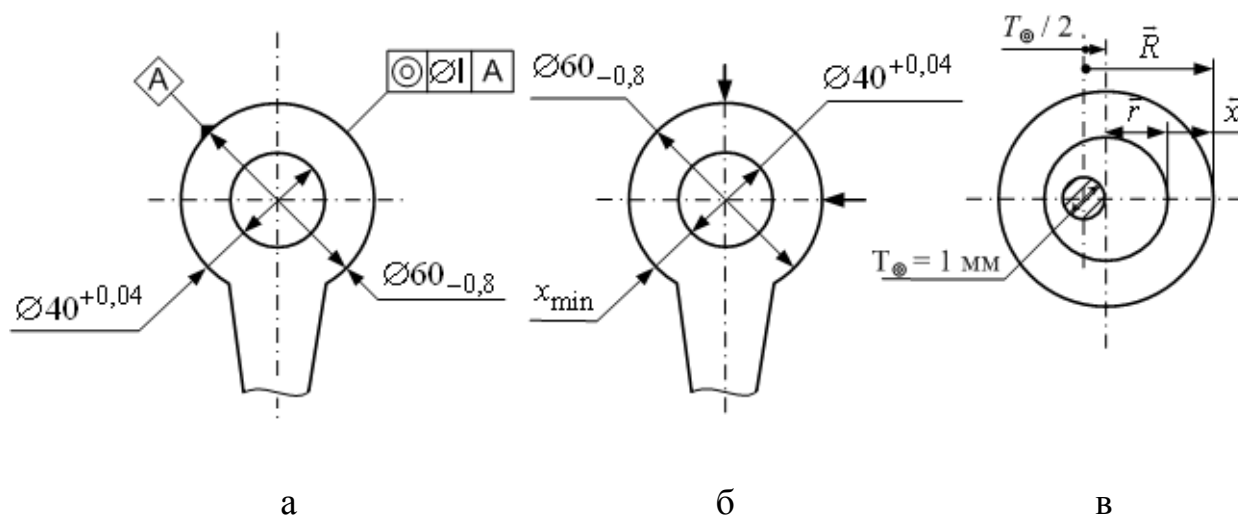


Рисунок 7.13 – Размерная цепь допусков размеров и расположения:
а – чертеж детали; б – эскиз наладки; в – схема размерной цепи

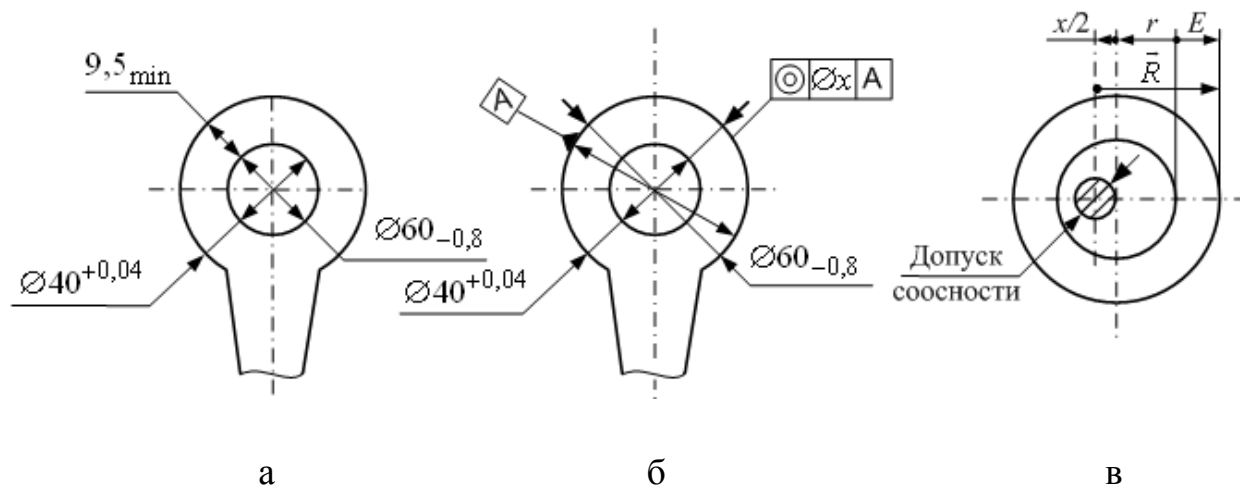


Рисунок 7.14 – Размерная цепь расчета допуска соосности:
а – размеры детали и заготовки; б – эскиз наладки; в – схема размерной цепи

Предположим, что необходимо обеспечить $E_{\min} = 9,5$ мм (рис. 7.14 а). Допуск соосности $x/2$ (мм) при базировании детали по новой схеме (рис. 7.14 б) может быть рассчитан из уравнения размерной цепи:

$$E_{\min} = R_{\min} - (r_{\max} + x_{\max} / 2); \quad (7.5)$$

$$9,5 = 29,6 - (20,02 + x_{\max} / 2);$$

$$x_{\max} / 2 = 29,6 - (20,02 + 9,5);$$

$$x_{\max} / 2 = 0,08;$$

$$x_{\max} = 0,16.$$

Расчет показывает, что поворот направления базирования на 90° позволяет уменьшить допуск соосности до 0,16 мм при тех же размерах на чертеже детали и той же толщине материала $E_{\min} = 9,5$ мм.

Пример размерной цепи расчета допуска симметричности приведен на рис. 7.15.

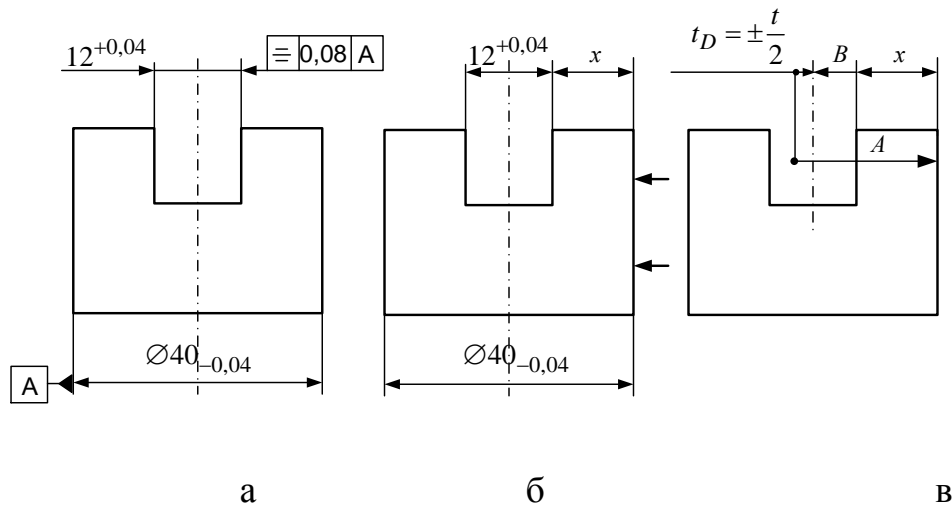


Рисунок 7.15 – Размерная цепь, включающая допуски размеров и допуски симметричности: а – чертеж детали; б – эскиз обработки; в – размерная цепь для расчета размера x для контроля

В соответствии с эскизом наладки положение канавки с размером $12^{+0,04}$ задается размером x вместо допуска симметричности. Величины звеньев размерной цепи задаются чертежом детали (см. рис. 7.15): $A = 20_{-0,02}$; $B = 6^{+0,02}$; $t/2 = 0,04$. В соответствии со схемой размерной цепи (см. рис. 7.15 в) можно записать следующие уравнения:

$$t/2_{\max} = A_{\max} - (x_{\min} + B_{\min});$$

$$0,04 = 20 - (x_{\min} + 6);$$

$$x_{\max} = 13,96 \text{ мм}; \quad (7.6)$$

$$t/2_{\min} = A_{\min} - (x_{\max} + B_{\max});$$

$$-0,04 = 19,98 - (x_{\max} + 6,02);$$

$$x_{\min} = 14 \text{ мм}.$$

Тогда исполнительный размер x можно записать в виде:

$$x = 13,98 \pm 0,02 \text{ мм}.$$

Исполнение этого размера гарантирует требования к точности детали по чертежу (см. рис. 7.15 а).

Глава 8

СПОСОБЫ НАНЕСЕНИЯ РАЗМЕРОВ НА ЧЕРТЕЖАХ

От расстановки размеров на чертежах деталей зависит во многом обеспечение принципов совмещения (единства) и постоянства баз. Проставляя размеры на чертежах, конструктору приходится учитывать метод получения заготовки и взаимосвязь чистовых и черновых поверхностей, тип производства, предполагаемое оборудование и базирование заготовки, последовательность образования поверхностей на заготовке и другие условия и требования. Удачно проставленные размеры на чертежах деталей позволяют технологу разрабатывать технологический процесс изготовления деталей без замены размеров пересчета допусков и предельных отклонений. Замена размеров влечет появление на чертеже промежуточных размеров, ужесточение допусков и удорожание процесса обработки. Поэтому конструктор в известной мере должен иметь опыт технолога, быть знакомым с особенностями обработки деталей на станках разных моделей, знать основы технологии машиностроения.

8.1. Требования к расстановке размеров на чертежах

Проставляя размеры на чертежах, конструктор должен соблюдать выполнение следующих принципов:

1. По возможности совмещать конструкторские, технологические и измерительные базы. Это дает возможность изготавливать детали без замены размеров.

2. Учитывать последовательность обработки поверхностей детали. Например, на детали обрабатывается паз и отверстие (рис. 8.1).

Если поверхности детали (см. рис. 8.1) обрабатываются на станке с ЧПУ, то размеры проставляют по варианту 1. Точность расположения осей

симметрии паза и отверстия обеспечивается программой перемещения режущих инструментов.

Если деталь изготавливается в условиях индивидуального производства, то нужен вариант 2 простановки размеров. Он позволит обработать вначале отверстие по разметке, а затем фрезеровать паз также по разметке.

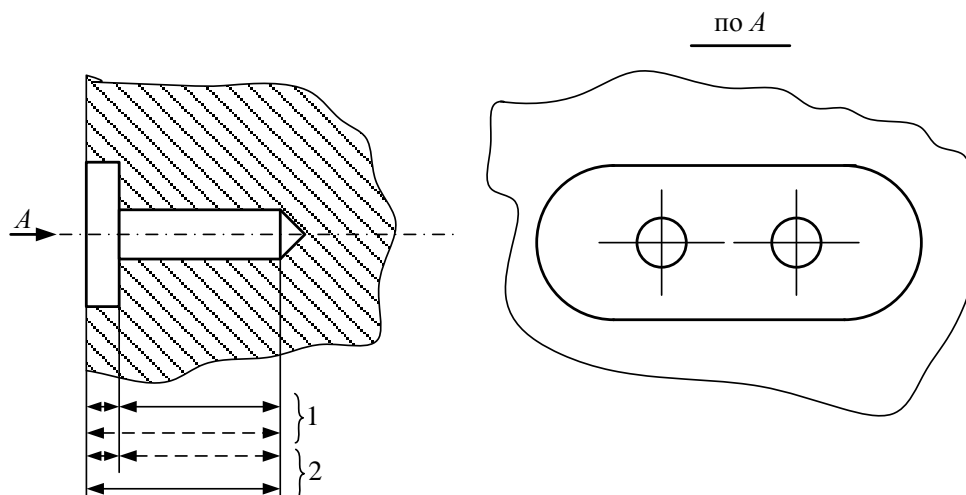


Рисунок 8.1 – Варианты 1, 2 простановки размеров при обработке паза и отверстия

3. В индивидуальном производстве необходимо учитывать доступность и простоту измерения размеров при обработке детали. Кроме того, следует учитывать необходимость разметки базовых точек или линий на обрабатываемой поверхности.

4. В массовом производстве следует учитывать возможность обработки поверхностей детали на упор на настроенном станке без пересчета размеров.

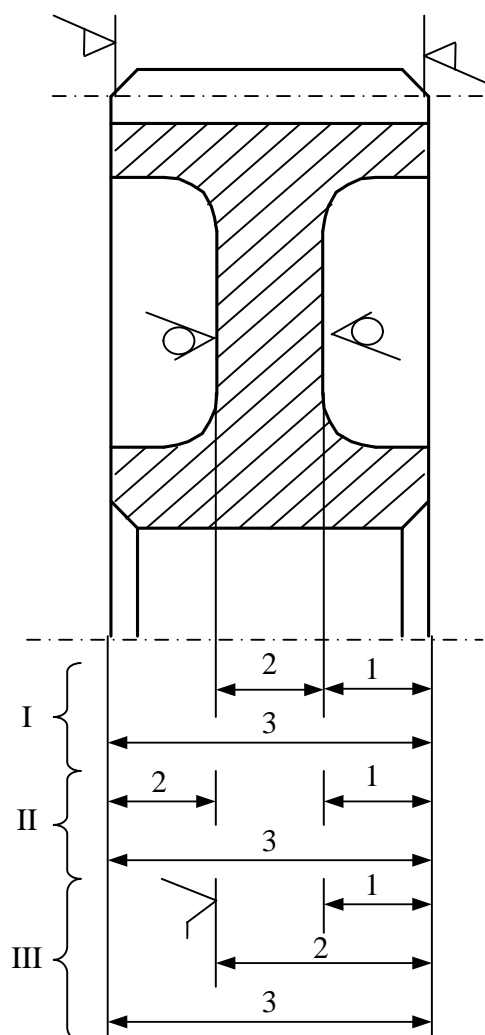
5. Простановкой размеров необходимо обеспечивать высокую точность, прежде всего, базовых точек, линий или поверхностей.

6 Размеры проставляют так, чтобы их допуски были взаимосвязаны.

7. Из многих вариантов предпочтительным является тот, в котором координация базовых поверхностей решается простановкой наименьшего количества размеров.

8. Если на деталях обрабатываются не все поверхности, т.е. имеются взаимосвязанные чистовые и черновые поверхности, то при простановке размеров следует учитывать правильные связи между обработанными и необработанными поверхностями (ГОСТ 2.307-68), например, рис. 8.2.

9. Не допускается наносить размеры на чертежах в виде замкнутой цепи, за исключением случая, когда один из размеров указан знаком в технических требованиях как справочный.



Вариант 1 рекомендуется в индивидуальном производстве, так как в массовом производстве нужен пересчет допусков на размер 3.

Второй вариант считается самым неудачным, так как будет две черновых базы. Обработка поверхностей детали в такой последовательности приведет к значительному колебанию размера 3.

Третий вариант рекомендуется в массовом производстве. Сначала обрабатывают в размер 2, а затем в размер 3 с обработкой на упор.

За базу принимают черновую поверхность и обрабатывают торец, который становится чистовой базой при обработке другого торца детали в размер 3.

Рисунок 8.2 – Варианты простановки размеров на чертеже детали при наличии чистовых и черновых поверхностей

8.2. Способы простановки размеров

Существует три способа простановки размеров на чертежах деталей:

- цепной (лесенкой);
- координатный;
- комбинированный.

Пример цепной простановки размеров приведен на рис. 8.3.

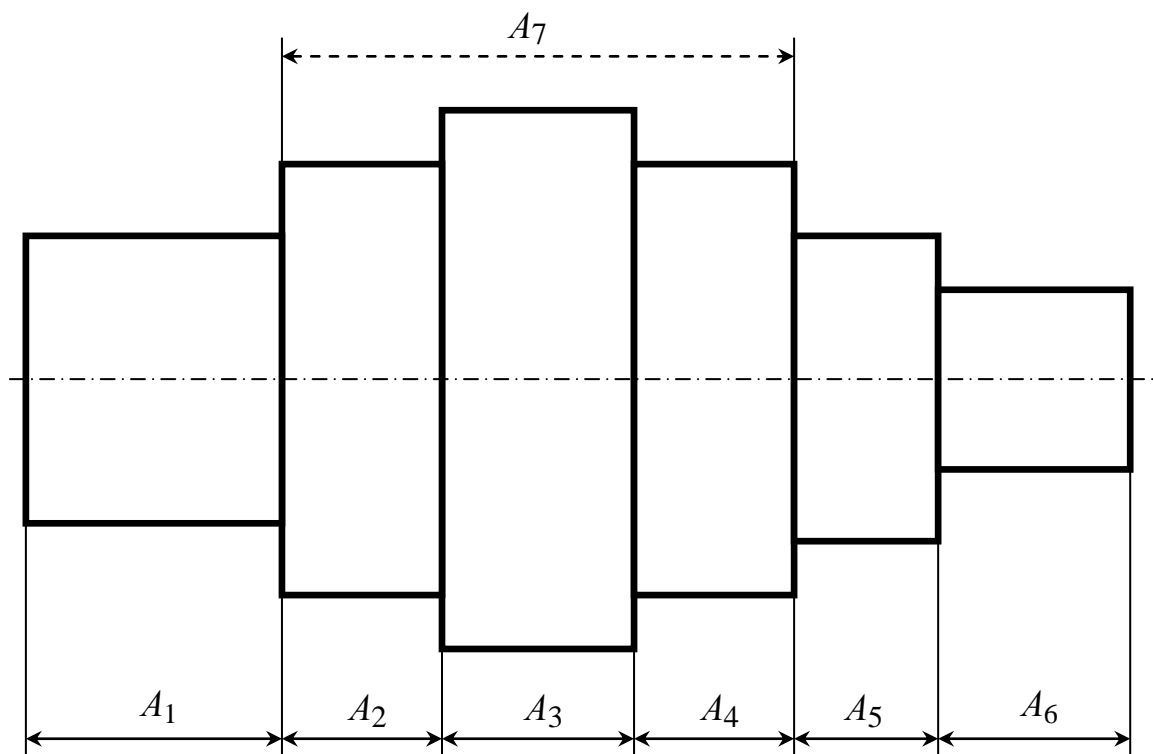


Рисунок 8.3 – Расстановка размеров цепным способом

При простановке размеров лесенкой каждый последующий размер начинается с конца предыдущего. $A_1, 2, 3, \dots, 6$ – составляющие звенья размерной цепи.

A_7 – замыкающее звено. Особенность способа состоит в том, что погрешность первого размера не влияет на точность последующих размеров, т.е. погрешности составляющих размеров не взаимосвязаны.

Погрешность замыкающего звена (например, A_7) зависит от погрешностей составляющих размеров A_2, A_3 и A_4 :

$$T_7 = T_2 + T_3 + T_4.$$

Цепной способ расстановки размеров рекомендуется в тех случаях, когда необходимо обеспечить, прежде всего, высокую точность размера между отдельными поверхностями, но не требуется высокая точность расположения этих поверхностей относительно общей базы.

Способ рекомендуется в индивидуальном производстве, а также при обработке деталей на станках с ЧПУ.

При координатном способе расстановки размеров проставляют (задают) от одной поверхности, принятой за базу (рис. 8.4).

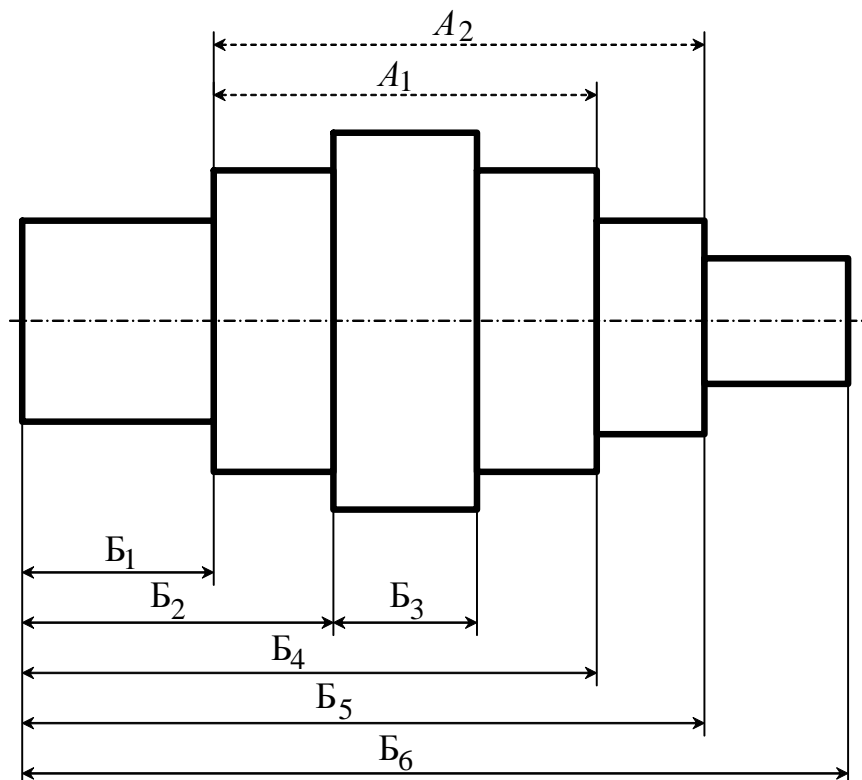


Рисунок 8.4. – Простановка размеров координатным способом:

$B_1, 2, 3, 4, 5, 6$ – координатные размеры

Координатный способ простановки размеров имеет две особенности:

1) точность каждого координатного размера не оказывает влияния на точность и расположение других координатных размеров;

2) при всех случаях любой замыкающий размер зависит от точности только двух координирующих размеров, определяющих начало и конец данного замыкающего звена: $T_{A_1} = T_{B_1} + T_{B_4}$; $T_{A_2} = T_{B_1} + T_{B_5}$ и т. д.

Координатный способ рекомендуется в массовом производстве, так как позволяет вести обработку поверхностей детали на упор на настроенном оборудовании.

Способ обеспечивает, прежде всего, высокую точность расположения поверхностей детали относительно общих баз. Способ позволяет задавать размеры нескольких групп относительно нескольких баз (рис. 8.5).

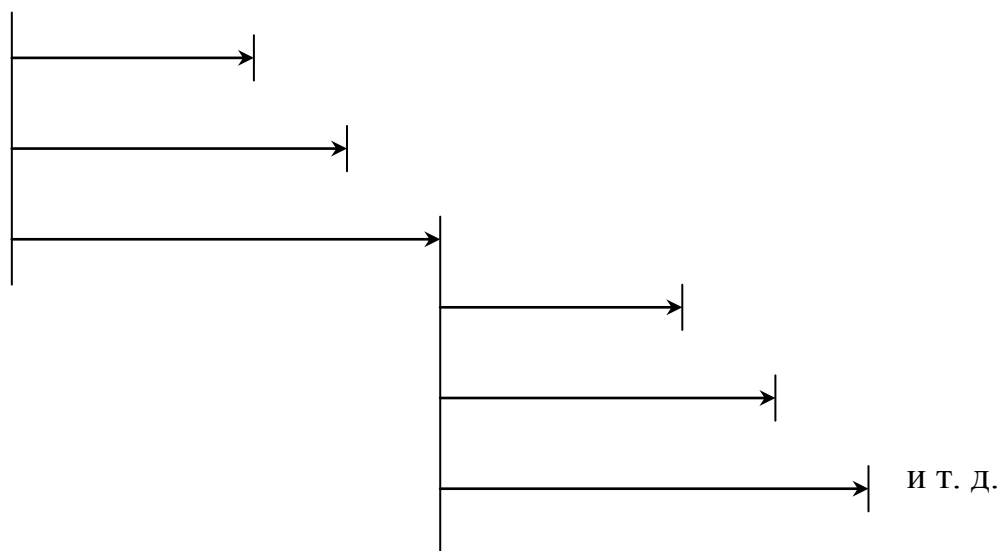


Рисунок 8.5 – Размеры нескольких групп относительно нескольких баз

Комбинированный способ простановки размеров – это такой способ простановки размеров, когда некоторые размеры детали задают координатным, а остальные размеры – цепным способом.

Способ рекомендуется в тех случаях, когда необходимо решить две задачи:

- 1) обеспечить высокую точность между отдельными поверхностями;
- 2) обеспечить высокую точность расположения поверхностей относительно общих баз.

8.3. Простановка размеров на деталях, обрабатываемых на станках типа «обрабатывающий центр»

Размеры между поверхностями (точками, осями) деталей, обрабатываемых на станках с ЧПУ, проставляют в системе прямоугольных координат. При этом рекомендуется учитывать следующие особенности.

1. Простановка размеров должна удовлетворять требованиям программирования, т.е. в прямоугольной системе координат.

2. Начало координат и направления осей относительно детали должны по возможности совпадать с началом осей координат станка после установки детали на станок (рис. 8.6).

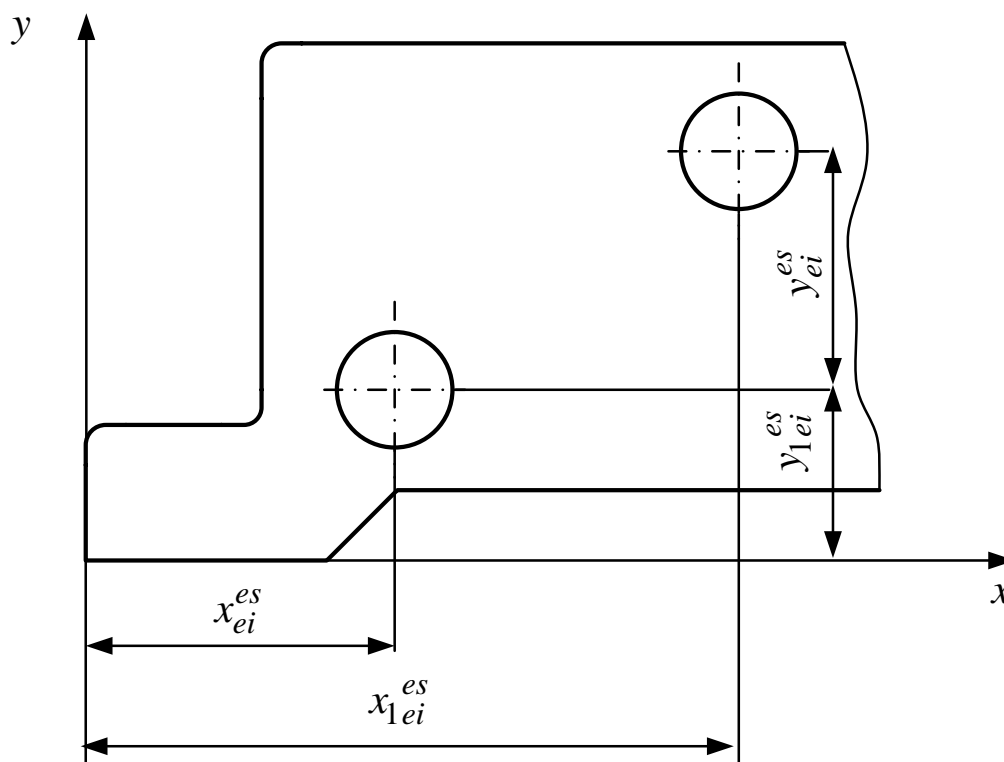


Рисунок 8.6. – Пример совмещения начала координат осей элементов детали с поверхностью базирования на станке

3. Начало системы на станке с ЧПУ может не совпадать с конструкторской базой и может находиться вне детали. В этом случае рекомендуется наносить размеры на детали цепным способом (см. рис. 8.3).

4. Размеры, задающие расположение осей отверстий для крепежа, рекомендуется проставлять не углом между осями и радиусом от центра основного отверстия, а в прямоугольной системе координат (рис. 8.7).

5. На чертежах плоских деталей с криволинейным профилем необходимо указывать размеры радиусов и координаты сопряжения дуг и центров радиусов (рис. 8.8).

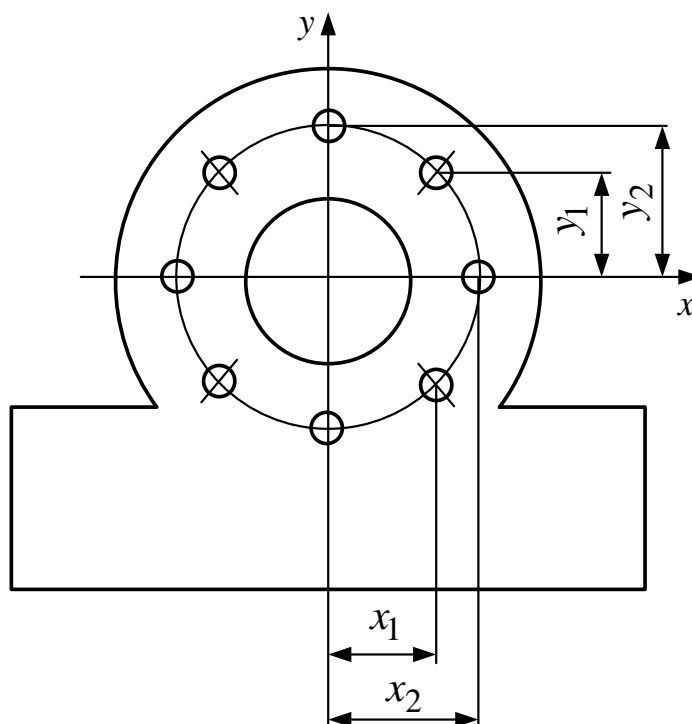
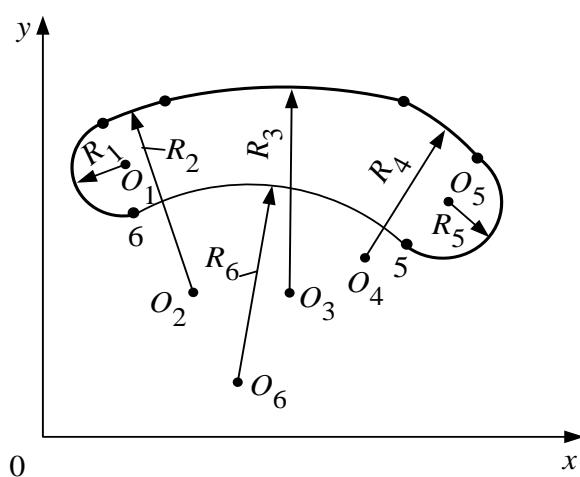


Рисунок 8.7 – Простановка размеров расположения осей крепежных отверстий в прямоугольной системе координат



O_1	O_2	O_3	O_4	O_5	O_6
x_{O_1}	•	•	•		x_{O_6}
y_{O_1}	•	•	•		y_{O_6}

1	2	3	4	5	6
y_1	•	•	•	•	•
y_2	•	•	•	•	•

Рисунок 8.8 – Расстановка размеров радиусов и размеров положения сопрягаемых дуг

Глава 9

СЛОЖЕНИЕ И ВЫЧИТАНИЕ В РАСЧЕТАХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

9.1. Расчет размерных цепей методом max-min

На машиностроительных предприятиях имеется практика расчета конструкторских и технологических размерных цепей способом сложения и вычитания номинальных размеров и предельных отклонений. Этот способ можно использовать для случая расчета размерных цепей (проверочная задача) методом max-min.

Способ сложения и вычитания размеров состоит в том, что замыкающее звено определяют, решая алгебраическое уравнение после соответствующей его подготовки. На рис. 9.1 приведена схема размерной цепи, где замыкающим звеном является размер x .

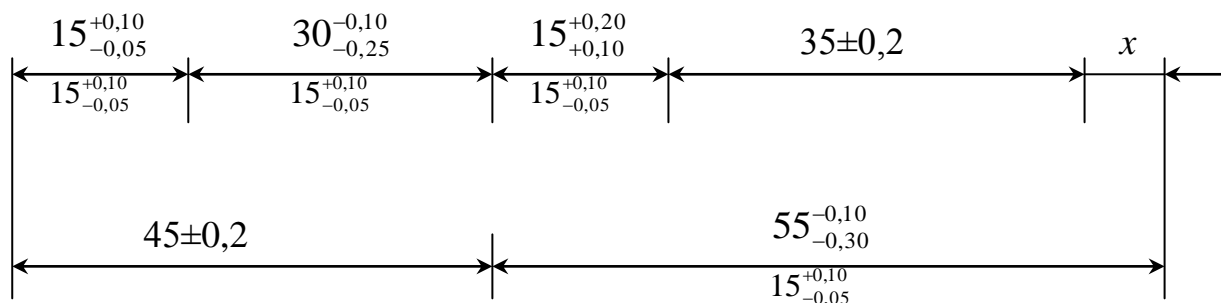


Рисунок 9.1 – Схема размерной цепи

Требуется установить номинальный размер и предельные отклонения замыкающего звена x способом сложения и вычитания размеров и предельных отклонений.

Сложение и вычитание размеров решается в такой последовательности:

- 1) записывается уравнение, отображающее содержание поставленной задачи

$$x = 45 \pm 0,2 + 55_{-0,3}^{-0,1} - \left(15_{-0,05}^{+0,10} + 30_{-0,25}^{-0,10} + 15_{+0,10}^{+0,20} + 35 \pm 0,2 \right);$$

2) выполняется подготовка уравнения к сложению и вычитанию размеров, которая состоит в следующем:

- если перед номинальным размером стоит знак «+», то размер и его предельные отклонения переписываются без изменения, например,

$$15_{-0,05}^{+0,10} \rightarrow 15_{-0,05}^{+0,10};$$

- если перед номинальным размером стоит знак «-», то предельные отклонения при этом размере переписываются с измененным знаком и меняются местами, например,

$$-30_{-0,25}^{-0,10} \rightarrow -30_{+0,10}^{+0,25};$$

3) выполняется алгебраическое сложение и вычитание номинальных размеров и предельных отклонений.

В нашем случае все номинальные размеры в скобках имеют знак «+». Поэтому можно складывать размеры и предельные отклонения. После сложения размеров со знаком «+» получим

$$x = 100_{-0,5}^{+0,1} - 95_{-0,4}^{+0,4}.$$

Перед размером 95 стоит знак «-». Поэтому необходимо предельные отклонения перед этим размером поменять местами и изменить их знак на противоположный, тогда

$$x = 100_{-0,5}^{+0,1} - 95_{-0,4}^{+0,4} = 5_{-0,9}^{+0,5}.$$

Рассмотренный пример показывает, что размеры с симметричными отклонениями можно переписывать без изменения.

Рассмотрим другие примеры:

- Пример: $60 \pm 0,2 - 20_{-0,6}^{-0,4} - 10_{-0,1}^{+0,2} - 15_{-0,1}^{+0,2}.$

Решение: $60 \pm 0,2 - 20_{+0,4}^{+0,6} - 10_{-0,2}^{+0,1} - 15_{-0,2}^{+0,1} = 15_{-0,2}^{+1,0}.$

- Пример: $100_{-0,4}^{+0,1} - 75_{-0,5}^{-0,3} - 10_{+0,1}^{+0,3} - 5_{-0,1}^{+0,2}.$

$$\text{Решение: } 100_{-0,4}^{+0,1} - 75_{+0,3}^{+0,5} - 10_{-0,3}^{-0,1} - 5_{-0,2}^{+0,1} = 10 \pm 0,6$$

$$\bullet \text{ Пример: } 50_{-0,1}^{+0,2} - 15_{-0,4}^{-0,2} + 10_{+0,3}^{+0,5} - 10_{-0,2}^{+0,3}.$$

$$\text{Решение: } 50_{-0,1}^{+0,2} - 15_{+0,2}^{+0,4} + 10_{+0,3}^{+0,5} - 10_{-0,3}^{+0,2} = 35_{+0,1}^{+1,3}.$$

Способ сложения и вычитания можно применять при расчете припуска, замене размера, определении операционных размеров и т. п.

Ниже рассмотрены примеры решения технологических и конструкторских задач по размерному анализу объекта проектирования и изготовления способом сложения и вычитания размеров.

9.2. Анализ исполнительных размеров деталей шпоночного соединения

Для случая (рис. 9.2 а) необходимо вместо размера B задать контрольный размер x и произвести проверку:

$$B_{\max} = A_{\max} - x_{\min};$$

$$B_{\min} = A_{\min} - x_{\max}.$$

Подставляя значения предельных размеров, получим:

$$35 = 40 - x_{\min},$$

откуда

$$x_{\min} = 40 - 35 = 5 \text{ мм};$$

$$34,75 = 39,95 - x_{\max},$$

откуда

$$x_{\max} = 39,95 - 34,75 = 5,2 \text{ мм}.$$

Тогда $x = 5^{+0,2}.$

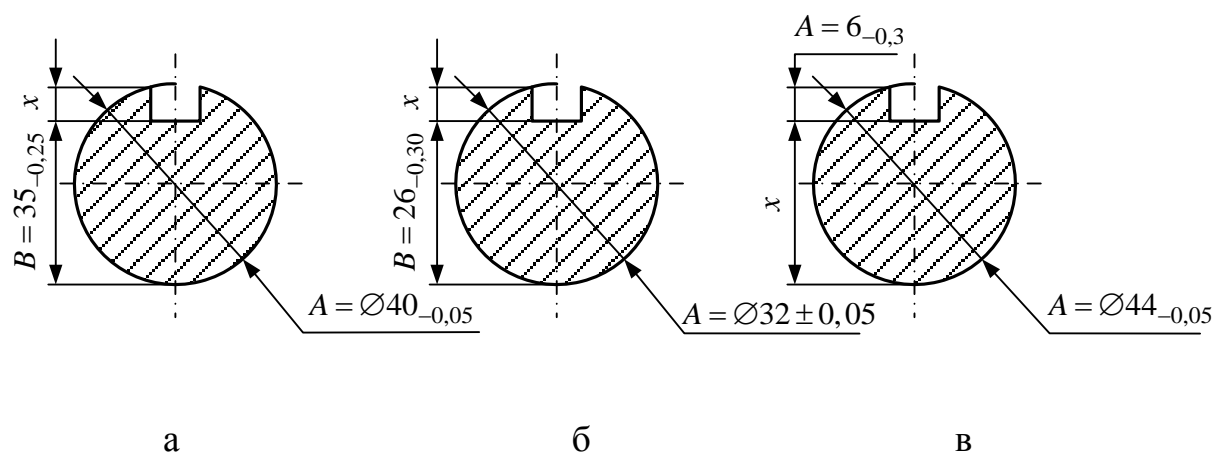


Рисунок 9.2 – Размеры шпоночного вала по чертежу

На (рис. 9.2 б) необходимо выбрать в качестве размера для контроля размер x вместо размера B :

$$B_{\max} = A_{\max} - x_{\min};$$

$$B_{\min} = A_{\min} - x_{\max}.$$

Подставляя значения предельных размеров, получим:

$$26 = 32,05 - x_{\min},$$

откуда

$$x_{\min} = 32,05 - 26,0 = 6,05 \text{ мм};$$

$$25,7 = 31,95 - x_{\max},$$

откуда

$$x_{\max} = 31,95 - 25,7 = 6,25 \text{ мм}.$$

Тогда $x = 6_{+0,05}^{+0,25}$.

Проверка:

$$B = A - x = 32 \pm 0,05 - 6_{+0,05}^{+0,25} = 32 \pm 0,05 - 6 \left| \begin{smallmatrix} -0,05 \\ -0,25 \end{smallmatrix} \right. = 26_{-0,3}.$$

Для случая (рис. 9.2 в) вместо размера A определить для контроля размер x :

$$B_{\max} = A_{\max} - x_{\min};$$

$$B_{\min} = A_{\min} - x_{\max}.$$

Подставляя значения предельных размеров, получим:

$$6,3 = 44 - x_{\min},$$

откуда

$$x_{\min} = 44 - 6,3 = 37,7 \text{ мм};$$

$$6,0 = 43,95 - x_{\max},$$

откуда

$$x_{\max} = 43,95 - 6,0 = 37,95 \text{ мм}.$$

$$\text{Тогда } x = 37,95_{-0,25}^{+0,05} = 38_{-0,30}^{+0,05}.$$

9.3. Анализ размеров шпоночного вала с учетом припуска на обработку по цилиндрической поверхности

На рис. 9.3 а даны размеры шпоночного вала по чертежу и диаметр цилиндрической поверхности с учетом припуска на обработку. Возникает необходимость определения для контроля размера x и проверки предельных размеров припуска на обработку по цилиндрической поверхности.

Рассчитаем припуск A :

$$A = 17,2_{-0,06} - 17_{-0,03} = 17,2_{-0,06} - 17_{-0,03}^{+0,03} = 0,2_{-0,06}^{+0,03}.$$

Определим размер x для контроля на операции фрезерования шпоночного паза:

$$B_{\max} = x_{\max} - A_{\min};$$

$$B_{\min} = x_{\min} - A_{\max}.$$

Подставляя значения предельных размеров, получим:

$$5,4 = x_{\max} - 0,14,$$

откуда

$$x_{\max} = 5,4 + 0,14 = 5,54 \text{ мм},$$

$$5,0 = x_{\min} - 0,23,$$

откуда

$$x_{\min} = 5 + 0,23 = 5,43 \text{ мм}.$$

Тогда $x = 5,23^{+0,31}$.

Проверка:

$$B = x - A = 5,23^{+0,31} - 0,2^{+0,03}_{-0,06} = 5,23^{+0,31} - 0,2 \left| \begin{smallmatrix} +0,06 \\ -0,03 \end{smallmatrix} \right| = 5,03^{+0,37}_{-0,03} = 5^{+0,4}.$$

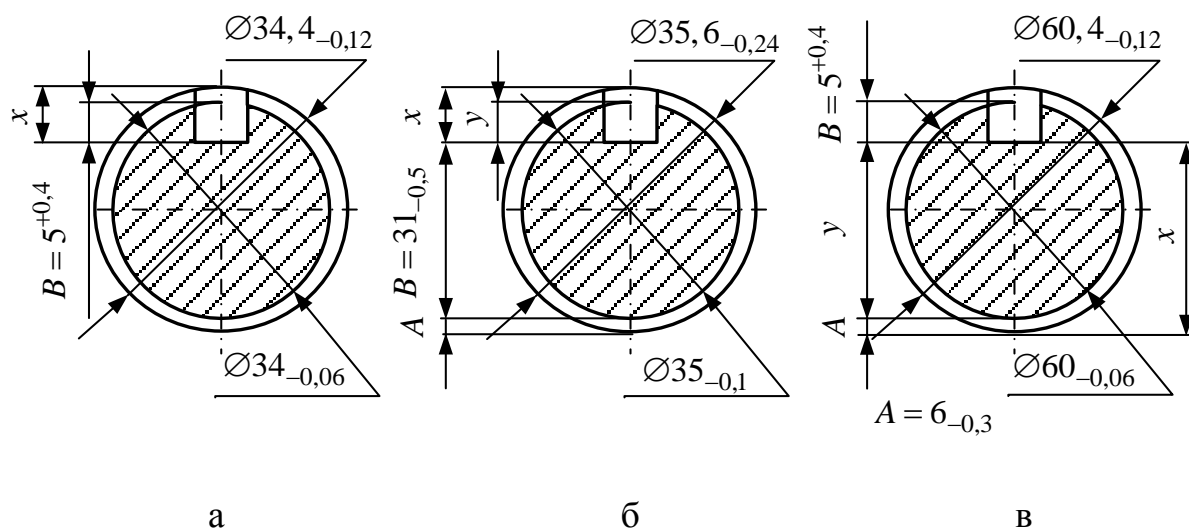


Рисунок 9.3 – Размеры шпоночного вала с учетом припуска на обработку по цилиндрической поверхности

На (рис. 9.3 б) приведены размеры шпоночного вала по чертежу и диаметр $d = 35,6_{-0,24}$ цилиндрической поверхности с учетом припуска на шлифование после термической обработки вала. Требуется определить для контроля размер x глубины шпоночного паза на операции фрезерования вместо размера B .

Как и в предыдущем примере, определим исполнительный размер припуска A , затем размер y по чертежу готового вала, после этого определим требуемый размер x .

Установим исполнительный размер припуска A :

$$A = 17,8_{-0,12} - 17,5_{-0,05} = 0,3_{-0,12}^{+0,05}.$$

Рассчитаем исполнительный размер глубины шпоночной канавки y :

$$B_{\max} = C_{\max} - y_{\min};$$

$$B_{\min} = C_{\min} - y_{\max}.$$

Подставляя значения предельных размеров, получим:

$$31 = 35 - y_{\min},$$

откуда

$$y_{\min} = 35 - 31 = 4,0 \text{ мм};$$

$$30,5 = 34,9 - y_{\max},$$

откуда

$$y_{\max} = 34,9 - 30,5 = 4,4 \text{ мм}.$$

Тогда $y = 4_{-0,0}^{+0,4}$.

Определим размер x :

$$y_{\max} = x_{\max} - A_{\min};$$

$$y_{\min} = x_{\min} - A_{\max}.$$

Подставляя значения предельных размеров, получим:

$$4,4 = x_{\max} - 0,18,$$

откуда

$$x_{\max} = 4,4 + 0,18 = 4,58 \text{ мм};$$

$$4,0 = x_{\min} - 0,35,$$

откуда

$$x_{\min} = 4,0 + 0,35 = 4,35 \text{ мм}.$$

Тогда $x = 4,35_{-0,0}^{+0,23}$.

Проверка.

Способ 1:

$$\begin{aligned} B &= (C + A) - x = 35_{-0,1} + 0,3^{+0,05}_{-0,12} - 4,35^{+0,25} = \\ &= 35_{-0,1} + 0,3^{+0,05}_{-0,12} - 45 \Big|_{-0,25} = 30,95 \Big|_{-0,45}^{+0,05} = 31_{-0,5}. \end{aligned}$$

Способ 2:

$$B = C - y = 35_{-0,1} - 4^{+0,4} = 31_{-0,5}.$$

Способ 3:

$$\begin{aligned} B &= C - (x - A) = 35_{-0,1} - (4,35^{+0,25} - 0,3^{+0,05}_{-0,12}) = \\ &= 35_{-0,1} - 4,35 \Big|_{-0,25} + 0,3^{+0,05}_{-0,12} = 30,95 \Big|_{-0,45}^{+0,05} = 31_{-0,5}. \end{aligned}$$

Рассмотрим случай (рис. 9.3 в), когда для контроля шпоночного вала с припуском на обработку на операции фрезерования необходимо определить размер x вместо размера B .

Установим исполнительный размер припуска A :

$$A = 30,2_{-0,06} - 30_{-0,03} = 0,2^{+0,03}_{-0,06}.$$

Рассчитаем исполнительный размер глубины шпоночной канавки y :

$$B_{\max} = C_{\max} - y_{\min};$$

$$B_{\min} = C_{\min} - y_{\max}.$$

Подставляя значения предельных размеров, получим:

$$5,5 = 60 - y_{\min},$$

откуда

$$y_{\min} = 60 - 5,4 = 54,6 \text{ мм};$$

$$5,0 = 59,94 - y_{\max},$$

откуда

$$y_{\max} = 59,94 - 5,0 = 54,94 \text{ мм}.$$

Тогда $y = 54,94_{-0,34}$.

Определим размер x :

$$y_{\max} = x_{\max} - A_{\min};$$

$$y_{\min} = x_{\min} - A_{\max}.$$

Подставляя значения предельных размеров, получим:

$$54,94 = x_{\max} - 0,14,$$

откуда

$$x_{\max} = 54,94 + 0,14 = 55,08 \text{ мм};$$

$$54,6 = x_{\min} - 0,23,$$

откуда

$$x_{\min} = 54,60 + 0,23 = 54,83 \text{ мм}.$$

Тогда $x = 55_{-0,25}$.

Проверка.

$$\begin{aligned} B &= C - (x - A) = 60_{-0,06} - (55,08_{-0,25} - 0,2^{+0,03}_{-0,06}) = \\ &= 60_{-0,06} - 55,08 \left|^{+0,25}_{-0,06} \right. + 0,2^{+0,03}_{-0,06} = 5,12 \left|^{+0,28}_{-0,12} \right. = 5^{+0,4}. \end{aligned}$$

9.4. Расчет технологических размеров и припуска на обработку

На рис. 9.4 а приведены размеры готовой детали $A = 18_{-0,3}$ и исполнительные размеры припусков B и C на обработку торцовых поверхностей. Требуется определить технологический размер x и размер заготовки y .

Запишем уравнения, которые связывают предельные размеры детали и заготовки:

$$B_{\max} = x_{\max} - A_{\min};$$

$$B_{\min} = x_{\min} - A_{\max}.$$

Подставляя значения предельных размеров, получим:

$$1,3 = x_{\max} - 17,7,$$

откуда

$$x_{\max} = 17,7 + 1,3 = 19 \text{ мм};$$

$$0,5 = x_{\min} - 18,$$

откуда

$$x_{\min} = 18 + 0,5 = 18,5 \text{ мм}.$$

Тогда технологический размер на подрезку торца $x = 19_{-0,05}$.

Размер заготовки y определим из уравнений:

$$C_{\max} = y_{\max} - x_{\min};$$

$$C_{\min} = y_{\min} - x_{\max}.$$

Подставляя значения предельных размеров, получим:

$$2 = y_{\max} - 18,5,$$

откуда

$$y_{\max} = 20,5 \text{ мм};$$

$$0,5 = y_{\min} - 19,$$

откуда

$$y_{\min} = 19,5 \text{ мм}.$$

Тогда размер заготовки $y = 20 \pm 0,5$.

Решим обратную задачу. Определим припуски B и C на обработку (рис. 9.4 б), если известны размеры заготовки $E = 20 \pm 0,5$, размер детали $A = 18_{-0,3}$ и технологический размер $D = 19_{-0,5}$:

$$A = 20 \pm 0,5 - 19_{-0,5} = 20 \pm 0,5 - 19 \Big|^{+0,5} = 1_{-0,5}^{+1,0};$$

$$B = 19_{-0,5} - 18_{-0,3} = 19_{-0,5} - 18 \Big|^{+0,3} = 1_{-0,5}^{+0,3}.$$

На рис. 9.4 в приведены размеры детали по чертежу $B = 24 \pm 0,12$ и $C = 45_{-0,05}$ и припуск на обработку поверхности E . Определим технологические размеры x и y , которые должны быть обеспечены с учетом припуска $A = 0,3^{+0,1}_{-0,5}$ на обработку поверхности E .

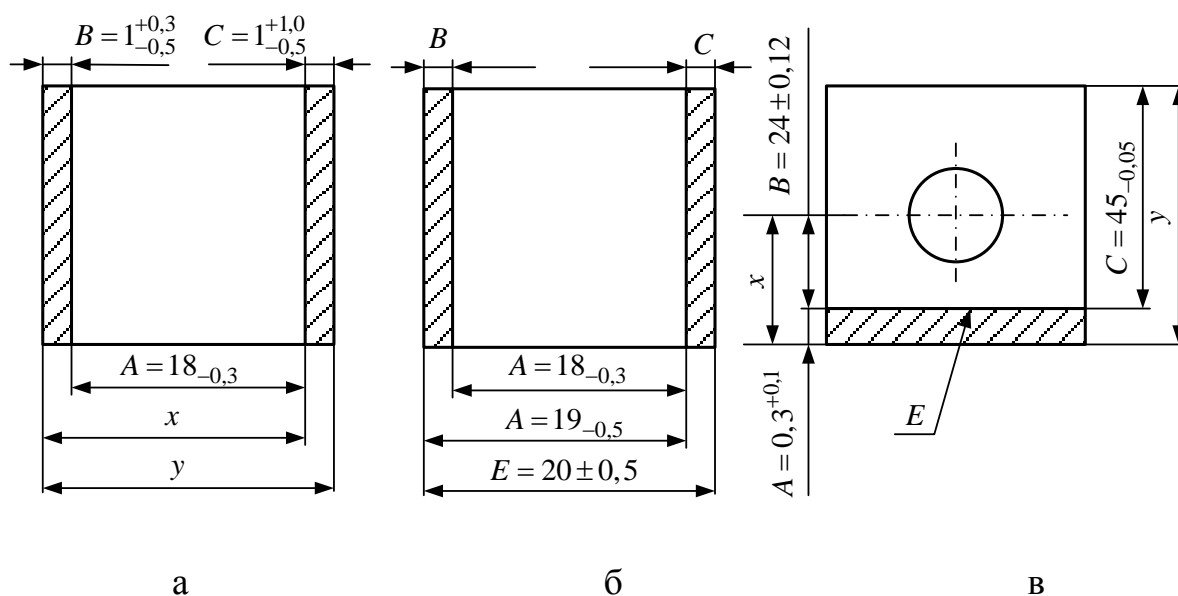


Рисунок 9.4 – Размеры деталей и заготовок при расчете технологических размеров и припусков на обработку

Запишем уравнение для расчета размеров x и y :

$$B_{\max} = x_{\max} - A_{\min};$$

$$B_{\min} = x_{\min} - A_{\max}.$$

Подставляя значения предельных размеров, получим:

$$23,88 = x_{\max} - 0,4 \text{ мм},$$

откуда

$$x_{\max} = 24,42 \text{ мм};$$

$$24,12 = x_{\min} - 0,3,$$

откуда

$$x_{\min} = 24,28 \text{ мм}.$$

Тогда технологический размер $x = 24,42_{-0,14}$.

Проверка:

$$B = x - A = 24,42_{-0,14} - 0,3^{+0,1} = 24,12_{-0,24} = 24 \pm 0,12.$$

Рассчитаем технологический размер y :

$$A_{\max} = y_{\max} - C_{\min};$$

$$A_{\min} = y_{\min} - C_{\max}.$$

Подставляя значения предельных размеров, получим:

$$0,4 = y_{\max} - 44,95,$$

откуда

$$y_{\max} = 45,35 \text{ мм};$$

$$0,3 = y_{\min} - 45,$$

откуда

$$y_{\min} = 45,30 \text{ мм}.$$

Тогда $y = 45,35_{-0,05}$.

Проверка:

$$A = y - C = 45,35_{-0,05} - 45_{-0,05} = 0,35 \pm 0,05 = 0,30^{+0,1}.$$

9.5. Замена размеров на чертежах деталей

Рассмотрим замену размера B (рис. 9.5 а) на размер x :

$$B_{\max} = x_{\max} - (A_{\min} + B_{\min});$$

$$B_{\min} = x_{\min} - (A_{\max} + B_{\max}).$$

Подставляя значения предельных размеров, получим:

$$60 = x_{\max} - (22,15 + 14,8),$$

откуда

$$x_{\max} = 60 + 36,95 = 96,95 \text{ мм};$$

$$59,84 = x_{\min} - (22,2 + 14,85),$$

откуда

$$x_{\min} = 59,84 + 37,05 = 96,89 \text{ мм.}$$

Тогда $x = 96,95_{-0,06}$.

Проверка:

$$\begin{aligned} B &= x - (A + C) = 96,95_{-0,06} - (22,2_{-0,05} + 14,8^{+0,05}) = \\ &= 96,95_{-0,06} - 37 \pm 0,05 = 59,95^{+0,05}_{-0,11} = 60_{-0,16}. \end{aligned}$$

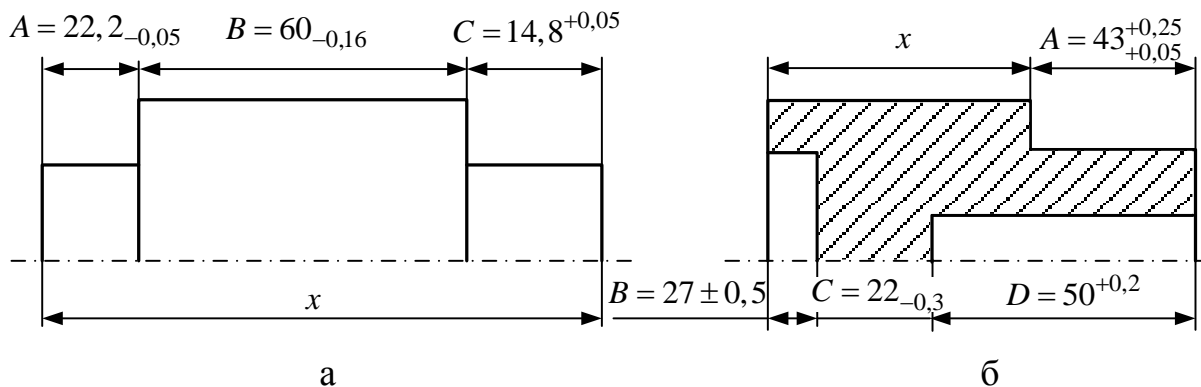


Рисунок 9.5 – Размеры на чертежах деталей: а – вал; б – втулка

Рассмотрим замену размера на детали (рис. 9.5 б).

Вместо размера B определим размер x :

$$B_{\max} = (x_{\max} + A_{\max}) - (C_{\min} + D_{\min});$$

$$B_{\max} = (x_{\min} + A_{\min}) - (C_{\max} + D_{\max}).$$

Подставляя значения предельных размеров, получим:

$$27,5 = x_{\max} + 43,25 - (21,7 + 50),$$

откуда

$$x_{\max} = 27,5 + 21,7 + 50 - 43,25 = 55,95 \text{ мм;}$$

$$26,5 = x_{\min} + 43,05 - (22 + 50,2),$$

откуда

$$x_{\min} = 26,5 + 22 + 50,2 - 43,05 = 55,65 \text{ мм.}$$

Тогда $x = 55,95_{-0,3}$.

Проверка:

$$\begin{aligned} B = (x + A) - (C + D) &= (55,95_{-0,3} + 43^{+0,25}_{+0,05}) - (22_{-0,3} + 50^{+0,2}) = \\ &= 98,95 \pm 0,25 - 72^{+0,2}_{-0,3} = 26,95^{+0,55}_{-0,45} = 27 \pm 0,5. \end{aligned}$$

9.6. Определение размеров детали на сборочном чертеже

После запрессовки втулок 1 и 2 в корпус 3 необходимо без дополнительной обработки обеспечить размер $A = 200^{+0,05}_{-0,45}$. Известными являются размеры $B = 5_{-0,05}$ и $C = 30_{-0,05}$ (см. рис. 9.6). Задача сводится к определению размера x корпуса 3.

$$A_{\max} = B_{\max} + x_{\max} + C_{\max};$$

$$A_{\min} = B_{\min} + x_{\min} + C_{\min}.$$

Подставляя значения предельных размеров, получим:

$$199,95 = 5 + x_{\max} + 30,$$

откуда

$$x_{\max} = 199,95 - 5 - 30 = 164,95 \text{ мм;}$$

$$199,55 = 4,95 + x_{\min} + 29,95,$$

откуда

$$x_{\min} = 199,65 - 4,95 - 29,95 = 164,65 \text{ мм.}$$

Тогда $x = 165^{+0,05}_{-0,35}$.

Проверка:

$$A = B + x + C = 5_{-0,06}^{+0,05} + 165_{-0,35}^{+0,05} + 30_{-0,05}^{+0,05} = 200_{-0,45}^{+0,05}.$$

Приведенные выше примеры показывают, что при решении размерных цепей методом max-min задача поиска замыкающего звена упрощается с использованием способа сложения и вычитания размеров и предельных отклонений.

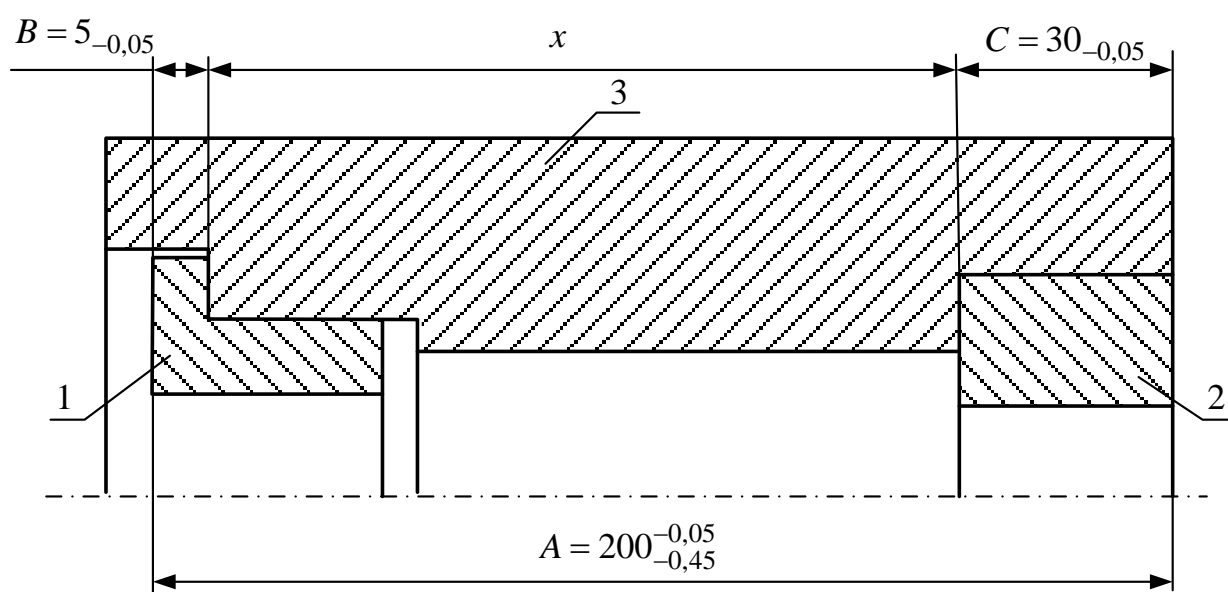


Рисунок 9.6 – Размеры сборочной единицы

Глава 10

РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ И РАСЧЕТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ

10.1. Погрешность технологического размера

Механическая обработка деталей на металлорежущих станках сопровождается рассеянием размеров Δl_i из-за образования погрешностей базирования и закрепления заготовки, неточности настройки и износа инструмента, действия силы и температуры резания на элементы технологической системы и т. д. Рассеяние имеет место на каждом технологическом переходе и представляет собой совокупность положений, занимаемых каждой обработанной поверхностью в пределах всей серии заготовок, обрабатываемых на предварительно настроенном оборудовании [38].

Рассмотрим рассеяние Δl_i размеров C_{f_i} при обработке детали на токарном станке. Допустим, что на настроенном станке обрабатывается серия деталей по схеме, представленной на рис. 10.1, а $C_{f_{1-2}}$, $C_{f_{1-3}}$, $C_{f_{2-3}}$ – «потенциальные» технологические размеры. Выбор технологических размеров будет зависеть от простановки исполнительных размеров на чертеже и от технологического процесса обработки детали.

При обработке партии заготовок по методу автоматического получения точности на предварительно настроенном на размер станке рассеяние технологического размера происходит на двух уровнях:

- базирования и закрепления заготовки $\Delta l'_i$;
- обработанной поверхности Δl .

Общее рассеяние на уровне базирования и закрепления $\Delta l'$ заготовки на станке можно рассчитать по формуле

$$\Delta l' = \Delta f' + \Delta R_{p/m}, \quad (10.1)$$

где $\Delta f'$ – рассеяние технологического размера вследствие дефекта формы базовой поверхности заготовки, контактирующей с установочным элементом приспособления;

$\Delta R_{p/m}$ – рассеяние технологического размера, возникающее из-за смещения заготовки при её закреплении в приспособлении относительно настроенного на размер режущего инструмента. Это рассеяние зависит от состояния поверхности заготовки, контактирующей с приспособлением, и от неточности самого приспособления и его износа.

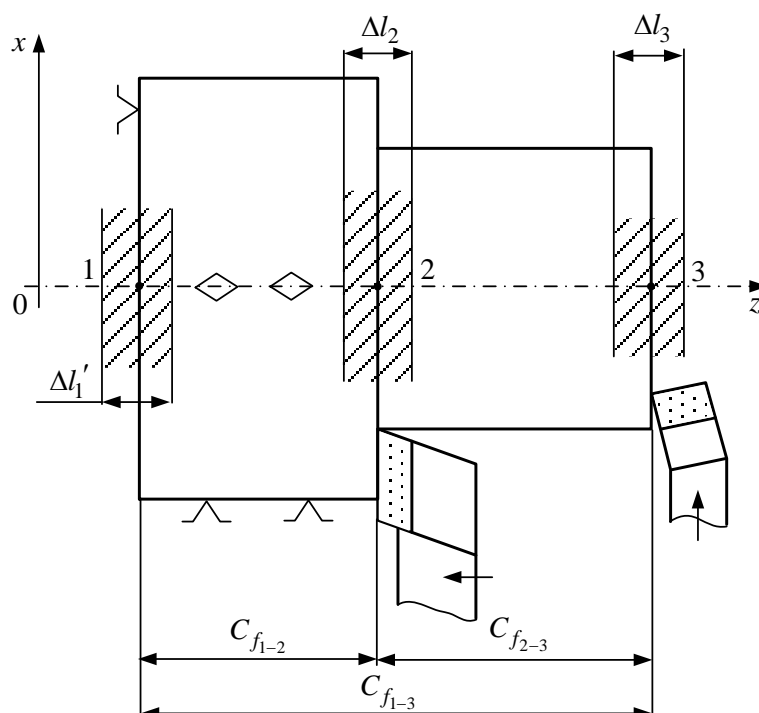


Рисунок 10.1 – Схема базирования и возможные технологические размеры $C_{f_{1-2}}$, $C_{f_{1-3}}$, $C_{f_{2-3}}$ при обработке детали на токарном станке

Таким образом, $\Delta l'$ зависит от способа получения заготовки, особенно базовой поверхности, от вида и точности средства базирования и закрепления заготовки на станке (табл. 10.1) [38].

Общее рассеяние технологического размера на уровне обработанной поверхности Δl можно рассчитать по формуле [38]

$$\Delta l = \Delta f + \Delta u + \Delta P_{o/m}, \quad (10.2)$$

где Δf – рассеяние размера, вызванное дефектом формы обработанной поверхности (рис. 10.3 а);

Δu – рассеяние размера, связанное с износом инструмента;

$\Delta P_{o/m}$ – рассеяние размера, образующееся вследствие погрешности настройки инструмента относительно установочного элемента на станке.

Таблица 10.1 – Рассеяние технологического размера на уровне базирования и закрепления заготовки $\Delta l'$ [38]

Базирование на плоскость			Базирование на цилиндрическую поверхность		
Базовая поверхность			Базовая поверхность	Приспособление	$\Delta l'$, мм
Состояние	Способ получения	$\Delta l'$, мм			
Черновая	Литьё в песок	0,4	Протянутая или обработанная	Трёхкулачковый патрон ординарный	0,1–0,2
	Литьё в кокиль	0,2		Трёхкулачковый патрон повышенной точности	0,02–0,04
	Отрезка пилой	0,01–0,04	Обработанная	Оправка цилиндрическая	Зависит от зазора
				Оправка коническая	0,02
				Оправка с пластинчатыми пружинами	0,01–0,02
Обработанная	Точение–фрезерование	0,02–0,1		Цанговая оправка	0,001–0,03

Рассеяние технологического размера Δl обработанной поверхности зависит от типа упора на станке и от выполняемой операции (черновая, чистовая) (табл. 10.2).

Таблица 10.2 – Общее рассеяние размера на уровне обработанной поверхности Δl

Тип упора	Операция механической обработки	$\Delta l = \Delta P_{o/m} + \Delta f + \Delta u$			
		$\Delta P_{o/m}$	Δf	Δu	Δl
Жесткий	черновая	0,04–0,08			
	чистовая	0,02–0,04			
Механические отключения	черновая	0,12–0,20			
	чистовая	0,05–0,10			
Электрические отключения	черновая	0,05–0,10			
	чистовая	0,01–0,02			

Величина рассеяния Δl , вызванная погрешностью формы обработанной поверхности, зависит от направления подачи (поперечная, продольная), типа резца (проходной, подрезной), расположения лезвия резца относительно оси вращения детали.

Рассеяние размера Δu , вызванное износом инструмента, зависит от многих факторов (материал инструмента и детали, режим резания, состояния системы СПИД и т. д.) и устанавливается экспериментально. Допускаемое значение $[\Delta u]$ выбирается с учетом точности исполнения технологического размера, планируемого запаса точности, количества наладок и т. п. (см. пп. 6.1.2).

10.2. Условия расчета технологического размера

В индивидуальном производстве функциональные размеры, проставленные на чертеже детали, используются непосредственно при регулировании станка.

В случае обработки деталей сериями на предварительно регулируемом станке технологические размеры определяют по величине такими, чтобы можно было:

- регулировать станки и инструменты с учетом их технических возможностей;
- производить механическую обработку с заданной точностью при наименьшей себестоимости.

При определении операционных технологических размеров необходимо сохранить два условия:

- минимальный припуск;
- экономичный допуск на механическую обработку на данной операции (переходе).

В случае слишком малого припуска на обработку режущий инструмент не режет, а выглаживает металл. Кроме того, удаление минимального припуска должно обеспечивать требуемую точность и эксплуатационные качества детали.

Минимальный припуск зависит от обрабатываемого и инструментального материала, метода и вида обработки (табл. 10.3), от тщательности заточки и доводки лезвия инструмента, погрешностей формы поверхности и дефектов поверхностного слоя, образовавшихся на предшествующей операции и т. п.

Таблица 10.3 – Рекомендуемые величины минимальных припусков на обработку [38]

Метод обработки	Вид обработки	Минимальный припуск, мм
Точение, фрезерование, строгание	Обдирка	1,5–3,0
	Черновая без обдирки	1,0
	Черновая после обдирки	0,5
	Получистовая	0,5
	Чистовая	0,2
Шлифование	Чистовая	0,05
Протягивание	Чистовая	0,05
Хонингование	Чистовая	0,03

Технологические размеры должны иметь экономичные допуски. Для каждого метода обработки и соответствующей операции (черновая, получистовая и чистовая) существует экономичный допуск, который позволяет реализовать технологический размер с учетом точности станка и минимальной стоимости обработки (табл. 10.4).

Таблица 10.4 – Величины обычно принимаемых экономичных допусков, мм

Метод обработки	Вид обработки		
	черновая	получистовая	чистовая
Разрезка	2,0	–	–
Точение–фрезерование	0,5	0,25	0,05
Строгание	0,5	0,25	0,10
Сверление	0,3	0,10	0,10
Растачивание сквозных отверстий	0,3	0,15	0,03
Растачивание фасонных отверстий	0,2	0,10	0,03
Протягивание	0,1	0,03	0,01
Шлифование	0,2	0,05	0,01
Притирка	–	–	0,005

10.3. Отклонение на технологический размер

Отклонение на технологический размер ΔC_f можно рассчитать, анализируя схему обработки детали (см. рис. 10.1).

Пусть $C_{f_{1-2}}$ – технологический размер между поверхностями 1 и 2, тогда $\bar{C}_{f_{1-2}} = \bar{02} - \bar{01}$.

Пусть $\Delta C_{f_{1-2}}$ – отклонение на технологический размер $C_{f_{1-2}}$, тогда ошибка обработки $\Delta C_{f_{1-2}} = \Delta 01 + \Delta 02$.

Если положить, что $\Delta 01 = \Delta l_1'$, а $\Delta 02 = \Delta l_2$, то отклонение $\Delta C_{f_{1-2}} = \Delta l_1' + \Delta l_2$.

Таким образом, отклонение $\Delta C_{f_{1-2}}$ равно сумме общего рассеяния размера, связанного с базированием и закреплением заготовки $\Delta l_1'$ и общего рассеяния, связанного с обработкой поверхности Δl_2 .

Общее рассеяние $\Delta l_i'$ и Δl_i можно рассчитать, если известны фактические отклонения между технологическими размерами первой и последней деталей, обработанных в серии при одной и той же размерной настройке инструмента на данном станке, приспособлении и используемой технологической оснастке.

Например, для выбранной схемы обработки (рис. 10.2) технологические размеры $C_{f_{1-3}}$ и $C_{f_{3-2}}$ получают на одной и той же операции за два технологических перехода.

Пусть $\Delta C_{f_{1-2}}$, $\Delta C_{f_{3-2}}$ и $\Delta C_{f_{1-3}}$ – отклонения технологических размеров, выявленные измерением серии деталей:

$$\Delta C_{f_{1-2}} = \Delta l_1' + \Delta l_2;$$

$$\Delta C_{f_{3-2}} = \Delta l_3 + \Delta l_2;$$

$$\Delta C_{f_{1-3}} = \Delta l_1' + \Delta l_3.$$

Решая совместно систему уравнений, получим:

$$\Delta l_1' = \frac{1}{2}(\Delta C_{f_{1-2}} - \Delta C_{f_{3-2}} + \Delta C_{f_{1-3}});$$

$$\Delta l_2 = \frac{1}{2}(\Delta C_{f_{1-2}} + \Delta C_{f_{3-2}} - \Delta C_{f_{1-3}});$$

$$\Delta l_3 = \frac{1}{2}(-\Delta C_{f_{1-2}} + \Delta C_{f_{3-2}} + \Delta C_{f_{1-3}}).$$

Предположим, что при обработке серии деталей на отлаженном станке с заданной размерной настройкой инструмента, принятом базировании и закреплении заготовки на станке, установлены следующие изменения технологических размеров, мм:

$$\Delta C_{f_{1-2}} = 0,12;$$

$$\Delta C_{f_{3-2}} = 0,13;$$

$$\Delta C_{f_{1-3}} = 0,09.$$

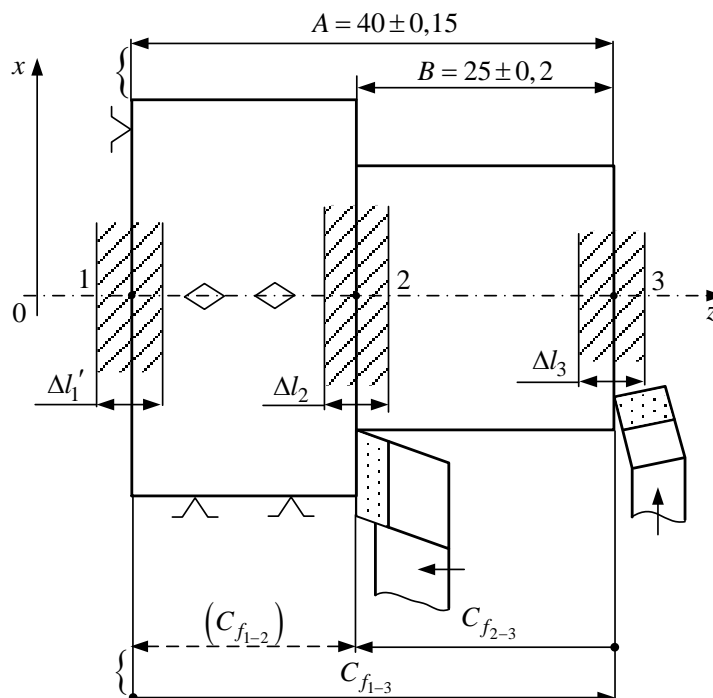


Рисунок 10.2 – Схема обработки детали с одной установкой

Тогда можно рассчитать пределы общего рассеяния (мм), связанного с базированием и закреплением заготовки и с обработкой поверхности по формулам, установленным выше:

$$\Delta l_1' = \frac{1}{2}(0,12 - 0,13 + 0,09) = 0,04;$$

$$\Delta l_2 = \frac{1}{2}(0,12 + 0,13 - 0,09) = 0,08;$$

$$\Delta l_3 = \frac{1}{2}(-0,12 + 0,13 + 0,09) = 0,05.$$

Рассеяние размера $\Delta l_1' = 0,04$ мм допускается при базировании на обработанную поверхность, $\Delta l_2 = 0,08$ мм – при получистовой подрезке торца, $\Delta l_3 = 0,05$ мм – при чистовой обработке торцевой поверхности.

10.4. Допуск на технологический размер

Допуск на технологический размер должен быть больше или равен сумме погрешностей, образующихся в процессе обработки:

$$IT_m \geq \sum (\Delta l_i' + \Delta l_i), \quad (10.3)$$

где $\Delta l_i'$ – рассеяние размера, вызванное дефектами формы базовой поверхности и смещением при закреплении заготовки относительно упора на станке в пределах всей серии обрабатываемых деталей на i -м технологическом переходе;

Δl_i – рассеяние размера обработанной поверхности в процессе резания на i -м технологическом переходе в пределах всей серии деталей, зависящее от вида обработки (черновая, получистовая, чистовая).

Рассмотрим примеры размерного анализа технологического размера для различных схем обработки одной и той же детали.

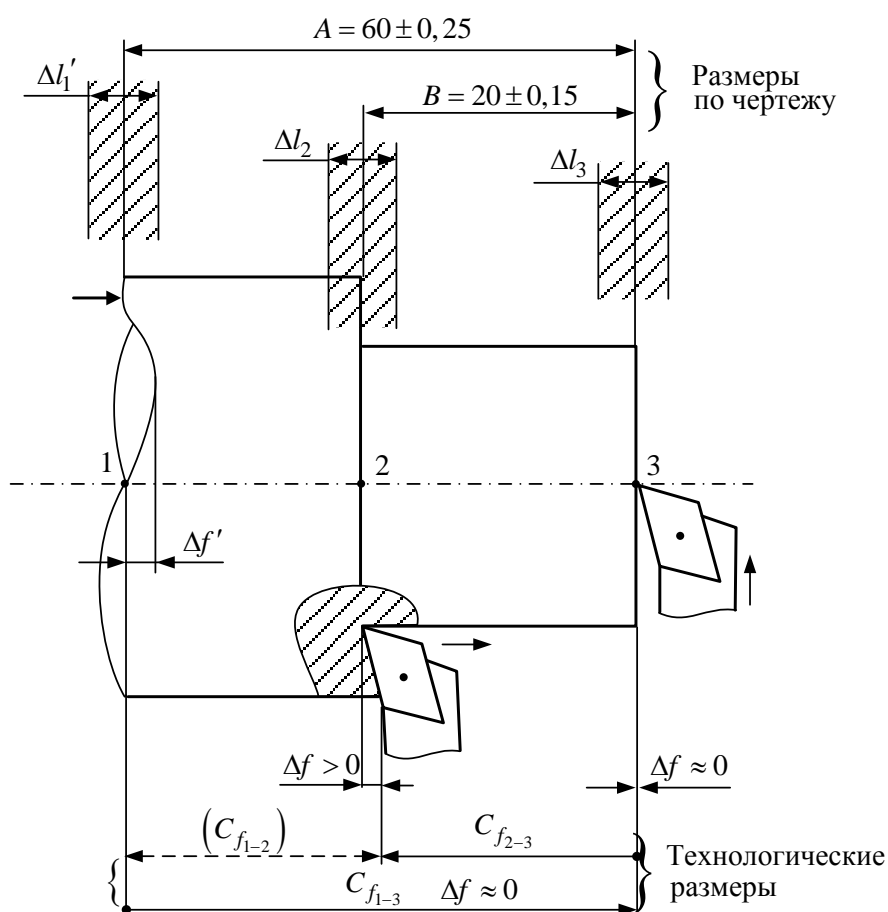
В соответствии со схемой обработки (рис. 10.3 а) каждая из поверхностей 2 и 3 обрабатывается отдельными резцами: вначале – в размер $C_{f_{1-3}}$, а

затем – в размер $C_{f_{2-3}}$ при одной и той же установке заготовки. Возможность обеспечения точности размера B в зависимости от рассеяния размеров на каждом переходе

$$ITB \geq \Delta l_2 + \Delta l_3, \text{ т.е. } 0,3 \geq \Delta l_2 + \Delta l_3.$$

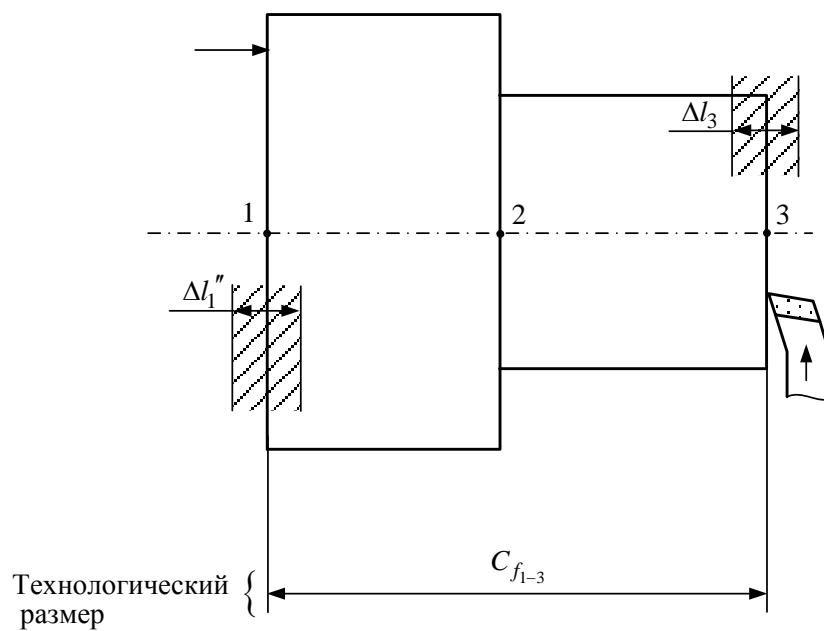
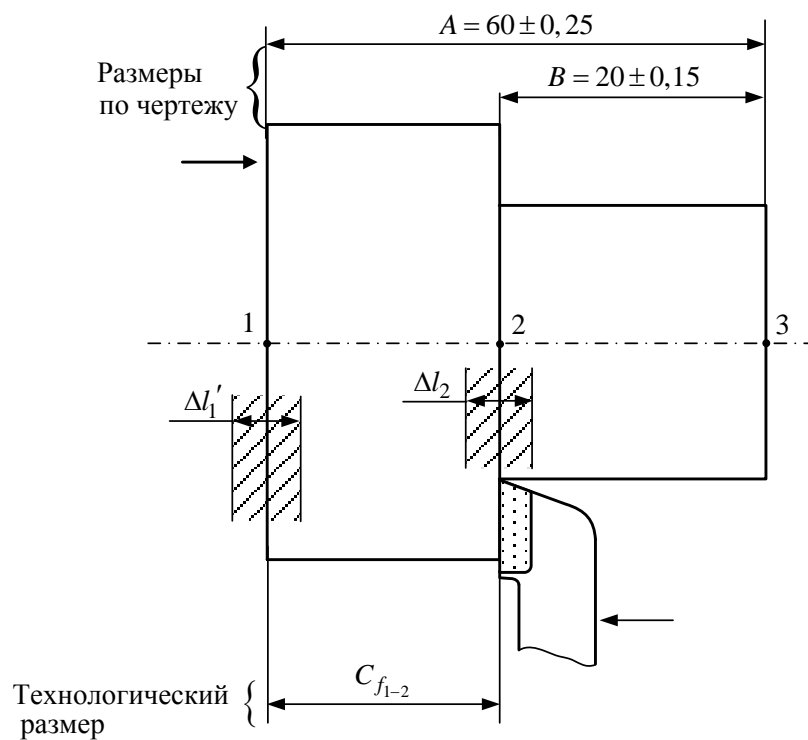
При чистовой подрезке торца $\Delta l_3 = 0,05$ мм, а при продольном точении в размер $C_{f_{2-3}}$ $\Delta l_2 = 0,08$ мм. Тогда условие (10.3) выполняется с запасом точности

$$0,3 > 0,05 + 0,08 > 0,13.$$



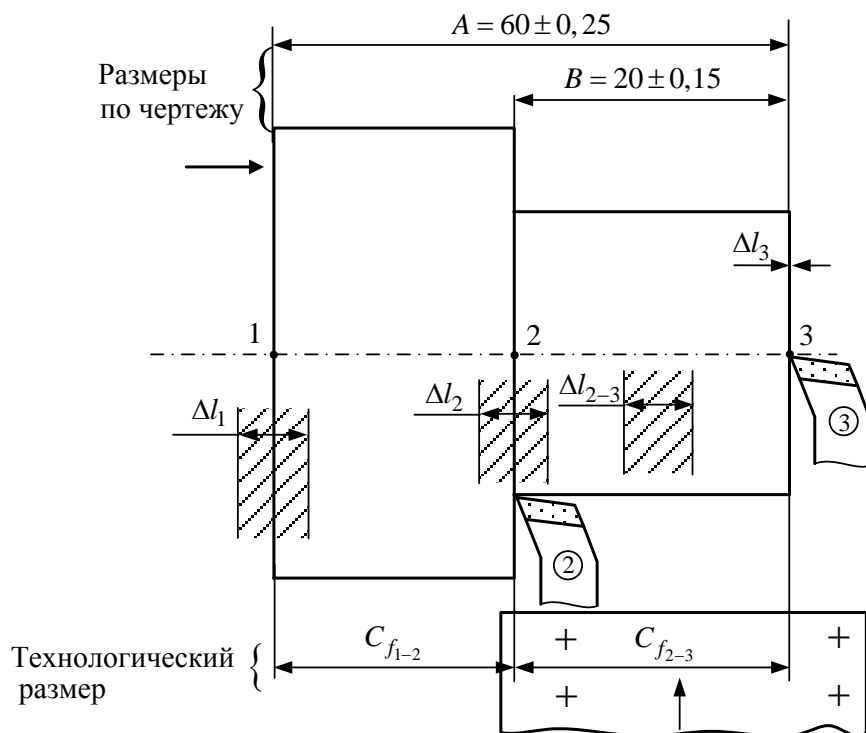
а

Рисунок 10.3 – Технологические размеры и погрешности базирования и изготовления при различных наладках обработки ступенчатого вала



б

Рисунок 10.3 – Продолжение (б)



В

Рисунок 10.3 – Продолжение (в)

На рис. 10.3 б дан пример обработки детали, когда поверхности 2 и 3 обрабатываются на двух операциях с технологическими размерами $C_{f_{2-3}}$ и $C_{f_{1-2}}$ соответственно. На каждой операции при установке заготовки проявляются погрешности базирования и обработки. Поэтому на точность размера B влияют погрешности размера обработанных поверхностей на каждой операции

$$ITB \geq \underbrace{\Delta l_1' + \Delta l_2}_{010} + \underbrace{\Delta l_1'' + \Delta l_3}_{020}.$$

Если $\Delta l_1' = 0,04$ мм, $\Delta l_2 = 0,08$ мм, $\Delta l_1'' = 0,04$ мм и $\Delta l_3 = 0,05$ мм, то условие (10.3) обеспечивается с запасом точности

$$0,3 > 0,04 + 0,08 + 0,04 + 0,05 > 0,21.$$

В примере (рис. 10.3 в) размер B получают с одной установки двумя резцами, настроенными предварительно на размер $C_{f_{2-3}}$ в резцедержателе. Возможность обеспечения точности размера B зависит от точности настройки на размер резцов в резцедержателе

$$ITB \geq \Delta l_{2-3}.$$

Обычно точность настройки резцов в резцедержателе находится в пределах 0,04 мм. Поэтому условие (10.3) также выполняется с большим запасом точности $0,3 > 0,04$.

10.5. Пример расчета технологических размеров

На рис. 10.4 приведены эскизы заготовки детали, припуски и размеры, поясняющие расчет технологических размеров при получении заготовки и при механической обработке детали.

Расчет технологических размеров на заготовительной операции и при механической обработке можно выполнить в такой последовательности [38]:

1. Начертить эскиз готовой детали.
2. Указать на эскизе размеры по чертежу.
3. Показать на эскизе детали припуски на обработку, начиная с последней операции (перехода).
4. Назначить наименьший припуск на каждом технологическом переходе (0,2 и 0,7 мм) и показать их на схеме.
5. Обозначить каждую поверхность заготовки с помощью цифр.
6. Проставить на схеме технологические размеры заготовки $C_{f_{2-11}}$, $C_{f_{2-7}}$ и $C_{f_{2-1}}$ и на операциях механической обработки в соответствии с последовательностью, предписанной технологическим процессом $C_{f_{2-10}}$, $C_{f_{2-9}}$, $C_{f_{9-8}}$, $C_{f_{9-3}}$, $C_{f_{9-4}}$, $C_{f_{4-5}}$ и $C_{f_{9-6}}$.
7. Вычертить граф погрешностей базирования $\Delta l'_i$ и изготовления Δl_i на каждом технологическом переходе (операции) в соответствии с технологическим процессом обработки.

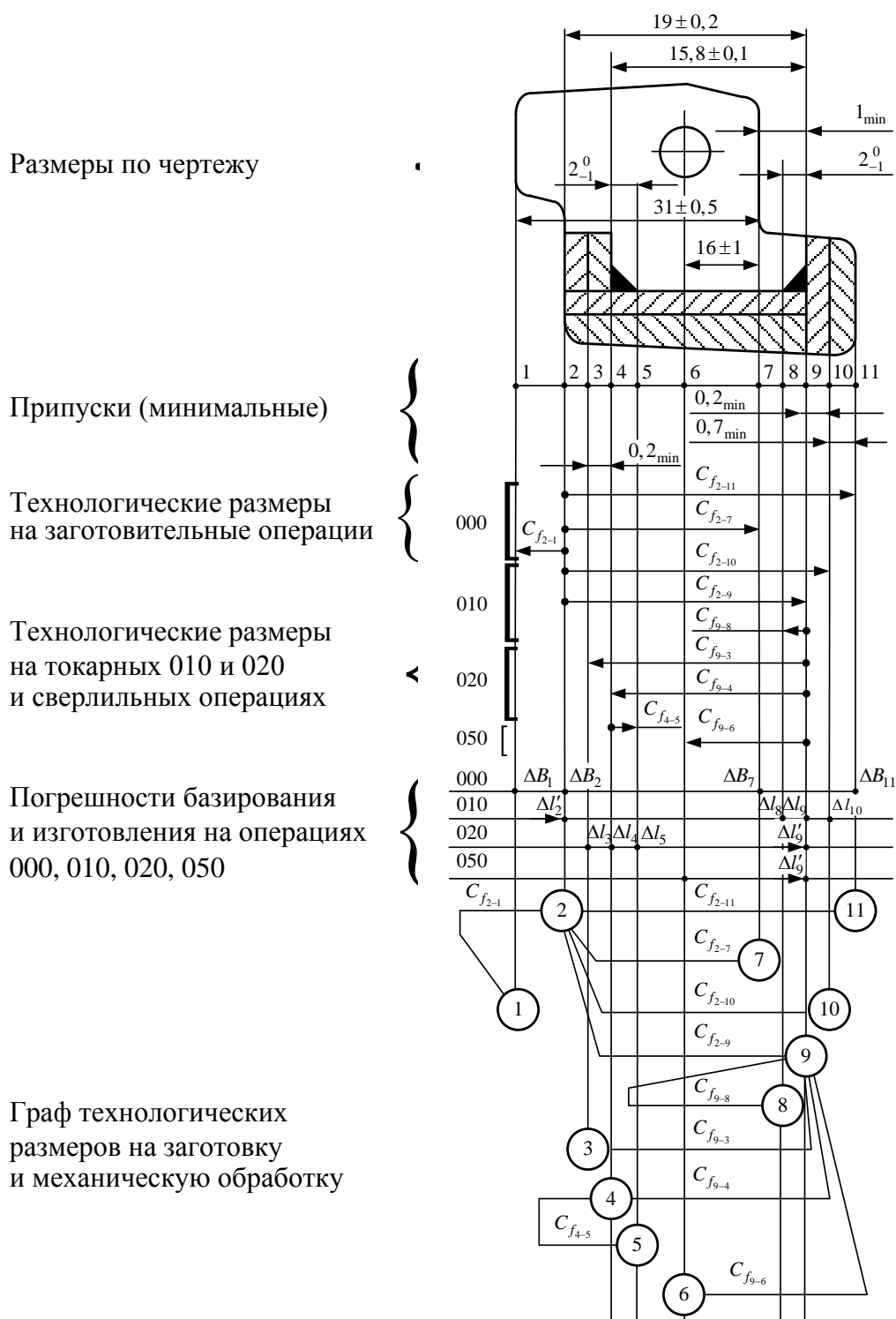


Рисунок 10.4 – Схема расчета технологических размеров на заготовительной операции и механической обработке вилки [38]

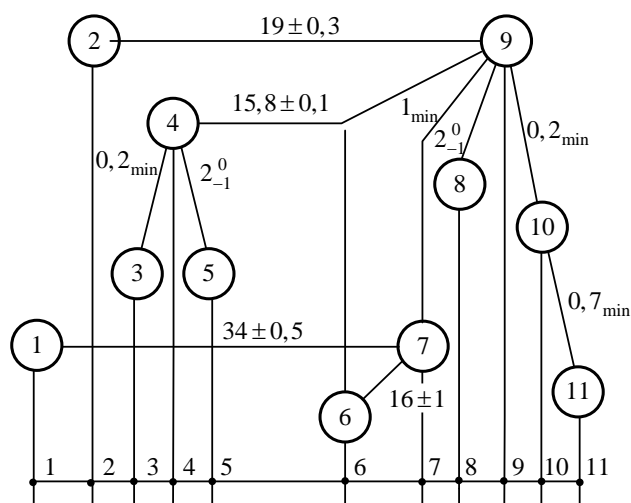
Граф размеров детали
и припусков

Рисунок 10.4 – Продолжение

8. Назначить величину погрешностей $\Delta l'_i$ и Δl_i с учетом способа базирования, средств закрепления заготовки, вида обработки на каждой операции (переходе):

- $\Delta B_2 = \Delta B_1 = \Delta B_7 = \Delta B_{11} = 0,5$ (IT/2 размера заготовки);
- $\Delta l'_2 = 0,5$ (базирование на поверхность литой заготовки);
- $\Delta l_{10} = 0,2$ (черновое точение торцевой поверхности);
- $\Delta l_9 = 0,05$ (чистовое точение торцевой поверхности);
- $\Delta l_8 = 0,1$ (чистовая обработка фаски);
- $\Delta l'_9 = 0,03$ (базирование на обработанную поверхность);
- $\Delta l_3 = 0,2$ (черновая обработка торцевой поверхности);
- $\Delta l_4 = 0,05$ (чистовая обработка торцевой поверхности);
- $\Delta l_5 = 0,1$ (чистовая обработка фаски);
- $\Delta l''_9 = 0,03$ (базирование на обработанную поверхность);
- $\Delta l_6 = 0,07$ (обработка отверстия в приспособлении для сверления).

9. Нарисовать граф технологических размеров C_{f_i} .

10. Рассчитать совокупность погрешностей, образующихся при обработке каждой поверхности и проверить выполнимость условия (10.3).

- Размер $19 \pm 0,3$, заключенный между точками 2 и 9:

$$0,6 \geq \underbrace{(\Delta l_2' + \Delta l_9)}_{010}, \text{ технологический прямой размер } C_{f_{2-9}};$$

$$0,6 \geq 0,5 + 0,05 = 0,55.$$

- Размер $15,8 \pm 0,1$, заключенный между точками 4 и 9:

$$0,2 \geq \underbrace{(\Delta l_9' + \Delta l_4)}_{020}, \text{ технологический прямой размер } C_{f_{4-9}};$$

$$0,2 \geq 0,03 + 0,05 = 0,08.$$

- Размер 2_{-1} , заключенный между точками 8 и 9:

$$1 \geq \underbrace{(\Delta l_9 + \Delta l_8)}_{010}, \text{ технологический прямой размер } C_{f_{9-8}};$$

$$1 \geq 0,05 + 0,1 = 0,15.$$

- Размер 2_{-1} , заключенный между точками 4 и 5:

$$1 \geq \underbrace{(\Delta l_4 + \Delta l_5)}_{020}, \text{ технологический прямой размер } C_{f_{4-5}};$$

$$1 \geq 0,05 + 0,1 = 0,15.$$

- Размер 1_{\min} , заключенный между точками 7 и 9:

$$C_{f_{2-7}} + C_{f_{2-9}};$$

$$IT \geq \underbrace{(\Delta B_2 + \Delta B_7)}_{000} + \underbrace{(\Delta l_2' + \Delta l_9)}_{010};$$

$$IT \geq 0,5 + 0,5 + 0,5 + 0,05 = 1,55.$$

- Размер $34 \pm 0,5$, заключенный между линиями 1 и 7:

$$C_{f_{2-1}} + C_{f_{2-7}};$$

$$1 \geq \underbrace{(\Delta B_1 + \Delta B_2)}_{000};$$

$$1 \geq 0,5 + 0,5 = 1,0.$$

- Размер 16 ± 1 , заключенный между точками 6 и 7:

$$C_{f_{2-7}} + C_{f_{2-9}} + C_{f_{9-6}};$$

$$2 \geq \underbrace{(\Delta B + \Delta B_1)}_{000} + \underbrace{(\Delta l_2' + \Delta l_9)}_{010} + \underbrace{(\Delta l_9'' + \Delta l_6)}_{050};$$

$$2 \geq 0,5 + 0,5 + 0,5 + 0,05 + 0,03 + 0,07 = 1,65.$$

- Наименьший припуск $0,7_{\min}$, заключенный между поверхностями 9 и 10:

$$C_{f_{2-9}} + C_{f_{2-10}};$$

$$IT_{\text{стружки}} \geq \underbrace{(\Delta B_2 + \Delta B_{11})}_{000} + \underbrace{(\Delta l_2' + \Delta l_{10})}_{010};$$

$$IT_{\text{стружки}} \geq 0,5 + 0,5 + 0,5 + 0,2 = 1,7.$$

- Наименьший припуск $0,2_{\min}$, заключенный между поверхностями 3 и 4:

$$C_{f_{2-3}} + C_{f_{9-4}};$$

$$IT_{\text{стружки}} \geq \underbrace{(\Delta l_3 + \Delta l_4)}_{020};$$

$$IT_{\text{стружки}} \geq 0,2 + 0,05 = 1,25.$$

11. Оптимизировать погрешности технологических размеров C_{f_i} на всех технологических переходах с учетом последовательности механической обработки детали, используя условие (10.3):

$$IT \geq \sum (\Delta l_i + \Delta l_i').$$

Например, для размера $19 \pm 0,3$ с допуском 0,6 мм, заключенного между поверхностями 2 и 9:

$$\sum (\Delta l_i + \Delta l_i') = 0,55 \text{ мм.}$$

$$\text{Запас точности } IT_{C_f} - \sum (\Delta l_i + \Delta l_i') = 0,6 - 0,55 = 0,05 \text{ мм.}$$

Тогда допускаемая (оптимальная) погрешность обработки

$$\Delta l_{9_0} = \Delta l_9 + \text{запас точности} = 0,05 + 0,05 = 0,1 \text{ мм.}$$

Результаты оптимизации погрешностей при исполнении технологических размеров сведены в табл. 10.5.

Таблица 10.5 – Распределение и оптимизация погрешностей

Размеры			Δl_i														Обеспечиваемость размера		
C_{f_i}	Участка	IT	ΔB_1	ΔB_2	ΔB_7	ΔB_{11}	$\Delta l_2'$	Δl_{10}	Δl_9	Δl_8	$\Delta l_9'$	Δl_3	Δl_4	Δl_5	$\Delta l_9'$	Δl_6		$\sum \Delta l_i$	$IT_{C_f} - \sum \Delta l_i$
$19 \pm 0,3$	2-9	0,6					0,5		0,05								0,55	0,05	да
$15,8 \pm 0,1$	4-9	0,2									0,03		0,05				0,08	1,2	да
2_{-1}	8-9	1							0,05	0,1							0,15	0,85	да
2_{-1}	4-5	1											0,05	0,1			0,15	0,85	да
l_{\min}	7-9	–		0,5	0,5		0,5		0,05								1,55	–	–
$34 \pm 0,5$	1-7	1	0,5		0,5												1,00	0	да
$16 \pm 0,1$	6-7	2		0,5	0,5		0,5		0,05						0,03	0,07	1,65	0,35	да
$0,2_{\min}$	9-10	–						0,2	0,05								0,25	–	–
$0,7_{\min}$	10-11	–		0,5		0,5	0,5	0,2				0,2	0,05				1,7	–	–
$0,2_{\min}$	3-4											0,2	0,25				0,25		–
Δl_i								0,2	0,05	0,1		0,2	0,05	0,1		0,07			
Запас точности								0,1	0,05	0,6		0,1	0,1	0,6		0,3			
Оптимальный Δl_i			0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,3	0,1	0,7	0,3	0,3	0,15	0,7	0,3	0,37			

12. Расчет средних припусков Π_m , мм:

$$\Pi_m = 1/2(\Pi_{\min} + \Pi_{\max});$$

$$\Pi_{\max} = \Pi_{\min} + \sum l_{i_o};$$

$$\Pi_{m_{9-10}} = 1/2[0,2 + (0,2 + 0,4)] = 0,4;$$

$$\Pi_{m_{10-11}} = 1/2[0,7 + (0,7 + 1,8)] = 1,6;$$

$$\Pi_{m_{3-4}} = 1/2[0,2 + (0,2 + 0,45)] = 0,425.$$

13. Расчет средних конструкторских (по чертежу) размеров P_m , мм:
однопредельный размер

$$P_{m_{7-9}} = 1/2[P_{\min} + (P_{\min} + \sum \Delta l_{i_o})] = 1/2[1 + (1 + 1,6)] = 1,8;$$

для размеров с двумя предельными отклонениями

$$P_{m_i} = 1/2(P_{i_{\min}} + P_{i_{\max}});$$

$$P_{m_{2-9}} = 19,0;$$

$$P_{m_{4-9}} = 15,8;$$

$$P_{m_{8-9}} = 1,5;$$

$$P_{m_{1-7}} = 34,0;$$

$$P_{m_{4-5}} = 1,5;$$

$$P_{m_{6-7}} = 16,0.$$

14. Расчет среднего технологического размера.

Средний технологический размер $C_{f_{m_i}}$ (мм) между двумя рассматриваемыми поверхностями равен сумме среднего конструкторского размера P_{m_i} и средних припусков Π_{m_i} , расположенных между этими поверхностями:

$$C_{f_{m_{2-11}}} = P_{m_{2-9}} + \Pi_{m_{2-9}} + \Pi_{m_{10-11}} = 19,0 + 0,4 + 1,6 = 21,0;$$

$$C_{f_{m_{2-7}}} = P_{m_{2-9}} + P_{m_{9-7}} = 19,0 - 1,8 = 17,2;$$

$$C_{f_{m_{2-10}}} = P_{m_{2-9}} + \Pi_{m_{9-10}} = 19,0 + 0,4 = 19,4;$$

$$C_{f_{m_{2-9}}} = P_{m_{2-9}} = 19,0;$$

$$C_{f_{m_{9-8}}} = P_{m_{9-8}} = 1,5;$$

$$C_{f_{m_{9-3}}} = P_{m_{9-4}} + \Pi_{m_{3-4}} = 15,8 + 0,425 = 16,225;$$

$$C_{f_{m_{4-5}}} = P_{m_{4-5}} = 1,5;$$

$$C_{f_{m_{9-6}}} = P'_{m_{7-9}} + P_{m_{6-7}} = 1,8 + 16 = 17,8.$$

15. Расчет допусков на технологические размеры:

$$IT_{C_f} = \Delta l'_{i_o} + \Delta l_{i_o};$$

$$IT_{C_{f_{2-11}}} = \Delta B_{2_o} + \Delta B_{11_o} = 0,5 + 0,5 = \pm 0,5;$$

$$IT_{C_{f_{2-7}}} = \Delta B_{2_o} + \Delta B_{7_o} = 0,5 + 0,5 = \pm 0,5;$$

$$IT_{C_{f_{2-1}}} = \Delta B_{2_o} + \Delta B_{1_o} = 0,5 + 0,5 = \pm 0,5;$$

$$IT_{C_{f_{2-10}}} = \Delta l'_{2_o} + \Delta l_{10_o} = 0,5 + 0,3 = \pm 0,4;$$

$$IT_{C_{f_{2-9}}} = \Delta l_{2_o} + \Delta l_{9_o} = 0,5 + 0,1 = \pm 0,3;$$

$$IT_{C_{f_{9-8}}} = \Delta l_{9_o} + \Delta l_{8_o} = 0,1 + 0,7 = \pm 0,4;$$

$$IT_{C_{f_{9-3}}} = \Delta l'_{9_o} + \Delta l_{3_o} = 0,03 + 0,15 = \pm 0,03 + 0,3 = \pm 0,165;$$

$$IT_{C_{f_{9-4}}} = \Delta l'_{9_o} + \Delta l_{4_o} = 0,03 + 0,15 = \pm 0,09;$$

$$IT_{C_{f_{4-5}}} = \Delta l_{4_o} + \Delta l_{5_o} = 0,15 + 0,7 = \pm 0,425;$$

$$IT_{C_{f_{9-6}}} = \Delta l''_{9_o} + \Delta l_{6_o} = 0,03 + 0,37 = \pm 0,2.$$

16. Величина технологических размеров C_{f_i} :

$$C_{f_{2-11}} = 21,0 \pm 0,5;$$

$$C_{f_{2-7}} = 17,2 \pm 0,5;$$

$$C_{f_{2-1}} = 16,8 \pm 0,5;$$

$$C_{f_{2-10}} = 19,4 \pm 0,4;$$

$$C_{f_{2-9}} = 19,0 \pm 0,3;$$

$$C_{f_{8-9}} = 1,5 \pm 0,4;$$

$$C_{f_{9-3}} = 16,225 \pm 0,105;$$

$$C_{f_{9-4}} = 15,8 \pm 0,09;$$

$$C_{f_{4-5}} = 1,5 \pm 0,4254;$$

$$C_{f_{9-6}} = 17,8 \pm 0,2.$$

17. Расчет наладочных размеров $C_{f_{i_n}}$.

При обработке охватываемых поверхностей технологический наладочный размер (первичная наладка) может быть рассчитан по формуле (6.8)

$$C_{f_{i_n}} = C_{f_i} + ei_i + \left(3\sigma_i + \frac{T_{i_n}}{2} \right),$$

где $C_{f_{i_n}}$ – рассчитанный i -й технологический наладочный размер, мм;

C_{f_i} – номинальный размер i -го технологического наладочного размера, мм;

ei_i – наименьшее предельное отклонение на i -й технологический наладочный размер, мм;

σ_i – среднее арифметическое отклонение i -го технологического наладочного размера, мм;

T_{i_n} – допуск на настройку инструмента на i -м технологическом переходе, мм.

Расчет наименьших предельных технологических
размеров

Операция 010 (токарная):

$$C_{f_{2-10 \min}} = C_{f_{2-10}} + ei_{2-10} = 19,4 - 0,4 = 19,0;$$

$$C_{f_{2-9 \min}} = C_{f_{2-9}} + ei_{2-9} = 19,0 - 0,3 = 18,7;$$

Операция 020 (токарная):

$$C_{f_{9-3 \min}} = C_{f_{9-3}} + ei_{9-3} = 16,225 - 0,165 = 16,06;$$

$$C_{f_{9-4 \min}} = C_{f_{9-4}} + ei_{9-4} = 15,8 - 0,09 = 15,71.$$

Расчет среднего арифметического отклонения размера
 σ_i (мм) и допуска на настройку инструмента:

$$\sigma_{2-10} = 0,04 \text{ (черновое точение торцовой поверхности);}$$

$$\sigma_{2-9} = 0,02 \text{ (чистовое точение торцовой поверхности);}$$

$$\sigma_{9-3} = 0,04 \text{ (черновое точение торцовой поверхности);}$$

$$\sigma_{9-4} = 0,04 \text{ (чистовое точение торцовой поверхности);}$$

$$T_i = 0,02 \text{ (точность наладки инструмента).}$$

Расчет технологических наладочных размеров $C_{f_{i_H}}$
(для первичной настройки)

$$C_{f_{2-10_H}} = 19,0 + 3 \cdot 0,04 + 0,02 = 19,4 \pm \frac{T_H}{2};$$

$$C_{f_{2-9_H}} = 18,7 + 3 \cdot 0,02 + 0,02 = 18,78 \pm \frac{T_H}{2};$$

$$C_{f_{9-3_H}} = 16,06 + 3 \cdot 0,04 + 0,02 = 16,2 \pm \frac{T_H}{2};$$

$$C_{f_{9-4_H}} = 15,71 + 3 \cdot 0,02 + 0,02 = 15,78 \pm \frac{T_H}{2},$$

где T_H – допуск на настройку режущего инструмента на станке, зависящий от точности средств настройки (см. п. 6.1).

Приложение 1

ТАБЛИЦЫ ПО ВЫБОРУ РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Таблица П1.1 – Выбор единиц документов [6]

Интервалы диаметров, мм	До 3	Свыше 3 до 6	Свыше 6 до 10	Свыше 10 до 18	Свыше 18 до 30	Свыше 30 до 50	Свыше 50 до 80	Свыше 80 до 120	Свыше 120 до 180	Свыше 180 до 250	Свыше 250 до 315	Свыше 315 до 400	Свыше 400 до 500
i	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,89	3,22	3,54	3,89
i^2	0,30	0,53	0,81	1,17	1,72	2,43	3,46	4,70	6,35	8,35	10,57	12,53	15,17

Таблица П1.2 – Выбор качества по количеству единиц допусков [47]

Числовой индекс качества	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Обозначение допуска	JT6	JT7	JT8	JT9	JT10	JT11	JT12	JT13	JT14	JT15	JT16
Число единиц допуска	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000

Таблица П1.3 – Выбор допусков по заданному качеству и номинальному размеру [47]

Интервалы номинальных размеров, мм		Числовые индексы качеств										
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Свыше–до		допуск, мкм										
3		6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600
3	6	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
6	10	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
10	18	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
18	30	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
30	50	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
50	80	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
80	120	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
120	180	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
180	250	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
250	315	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
315	400	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600
400	500	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000

Таблица П1.4 – Значение коэффициента t_{Δ} при нормальном распределении размеров замыкающего звена при различных процентах риска P [8,29]

$P, \%$	0,01	0,05	0,1	2,7	0,5	1,0	2,0	3,0	5,0	10,0	32,0
t_{Δ}	3,89	3,48	3,29	3,00	2,81	2,57	2,32	2,17	1,96	1,65	1,00

Таблица П1.5 – Значения средних допусков на составляющие звенья при расчете размерных цепей вероятностным методом ($P \approx 0,27\%$, $\lambda_i = 0,48$) [8]

Допуск исходного звена, мм	Средние значения допусков для числа составляющих звеньев, мм																
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
0,01	0,004	0,004	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,002	0,002	0,002	–	–	–	–	–	–	–
0,02	0,008	0,007	0,007	0,006	0,006	0,005	0,005	0,005	0,005	0,004	0,004	–	–	–	–	–	–
0,03	0,012	0,011	0,010	0,009	0,009	0,008	0,008	0,007	0,007	0,007	0,007	0,006	–	–	–	–	–
0,04	0,016	0,014	0,013	0,012	0,011	0,011	0,010	0,010	0,009	0,009	0,009	0,008	0,008	0,008	0,008	0,007	0,007
0,05	0,020	0,018	0,017	0,016	0,015	0,014	0,013	0,012	0,012	0,011	0,011	0,011	0,011	0,010	0,010	0,009	0,009
0,06	0,025	0,022	0,020	0,019	0,017	0,016	0,016	0,015	0,014	0,014	0,013	0,013	0,012	0,012	0,012	0,011	0,011
0,07	0,029	0,025	0,024	0,022	0,020	0,019	0,018	0,017	0,017	0,016	0,015	0,015	0,014	0,014	0,014	0,013	0,013
0,08	0,033	0,029	0,027	0,025	0,023	0,022	0,021	0,020	0,019	0,018	0,018	0,017	0,016	0,016	0,016	0,015	0,015
0,09	0,037	0,033	0,030	0,028	0,026	0,025	0,023	0,022	0,021	0,020	0,020	0,019	0,018	0,018	0,017	0,017	0,017
0,1	0,041	0,036	0,033	0,031	0,029	0,027	0,026	0,025	0,024	0,023	0,022	0,021	0,021	0,020	0,019	0,019	0,018
0,2	0,082	0,072	0,067	0,062	0,058	0,055	0,052	0,049	0,047	0,046	0,044	0,042	0,041	0,040	0,039	0,038	0,036
0,3	0,123	0,109	0,100	0,093	0,087	0,082	0,078	0,074	0,071	0,068	0,066	0,064	0,062	0,060	0,058	0,057	0,055
0,4	0,165	0,145	0,134	0,124	0,116	0,110	0,105	0,100	0,095	0,091	0,088	0,085	0,082	0,080	0,077	0,075	0,074
0,5	0,205	0,180	0,170	0,155	0,145	0,140	0,130	0,125	0,120	0,115	0,110	0,105	0,103	0,100	0,097	0,094	0,092
0,6	0,246	0,220	0,200	0,185	0,170	0,165	0,155	0,150	0,140	0,137	0,131	0,127	0,124	0,119	0,116	0,113	0,110
0,7	0,287	0,250	0,235	0,220	0,200	0,190	0,180	0,170	0,166	0,160	0,150	0,148	0,144	0,140	0,135	0,132	0,129
0,8	0,328	0,290	0,270	0,250	0,230	0,220	0,207	0,198	0,190	0,182	0,175	0,170	0,165	0,159	0,154	0,150	0,147
0,9	0,370	0,325	0,300	0,280	0,260	0,246	0,230	0,220	0,213	0,205	0,197	0,191	0,185	0,180	0,174	0,170	0,166
1,0	0,410	0,360	0,335	0,310	0,290	0,270	0,260	0,250	0,240	0,230	0,220	0,210	0,206	0,200	0,190	0,190	0,184
1,5	0,600	0,550	0,500	0,470	0,430	0,400	0,390	0,370	0,350	0,340	0,320	0,310	0,300	0,300	0,290	0,280	0,270
2,0	0,820	0,725	0,670	0,620	0,580	0,550	0,520	0,390	0,470	0,460	0,440	0,420	0,410	0,400	0,390	0,380	0,370
2,5	1,000	0,910	0,840	0,780	0,720	0,670	0,650	0,610	0,600	0,570	0,550	0,520	0,510	0,490	0,480	0,470	0,460
3,0	1,230	1,090	1,000	0,930	0,870	0,820	0,780	0,740	0,710	0,680	0,660	0,640	0,620	0,600	0,580	0,565	0,550
4,0	1,640	1,450	1,340	1,240	1,160	1,100	1,040	0,980	0,950	0,910	0,880	0,850	0,820	0,800	0,770	0,750	0,740
5,0	2,050	1,810	1,680	1,550	1,450	1,370	1,290	1,230	1,180	1,140	1,100	1,060	1,030	1,000	0,970	0,940	0,920

Таблица П1.6 – Значения коэффициентов α_i и λ_i [8]

Категории размеров	α_i	λ_i
Охватывающие	$(+0,25) \div (-0,25)$	0,37–0,47
Охватываемые	$(+0,3) \div (-0,2)$	0,33–0,47
Ступенчатые (уступы)	$(+0,2) \div (-0,2)$	0,37–0,47

Примечания:

1. Значения α_i рекомендуется принимать для охватывающих размеров отрицательные, для охватываемых – положительные, для ступенчатых – равные нулю.

2. Значения λ_i рекомендуется принимать при более жестких допусках T_i ближе к верхнему пределу, а при расширенных допусках – ближе к нижнему пределу.

3. При предварительных расчетах коэффициенты λ_i принимаются равными:

$$\lambda_i = \frac{1}{\sqrt{3}} \approx 0,577 \quad \left(\lambda_i^2 = \frac{1}{3} \right),$$

если при расчете ничего не известно о характере кривой рассеяния размеров детали (для изделий мелкосерийного и индивидуального производств);

$$\lambda_i = \frac{1}{\sqrt{6}} \approx 0,408 \quad \left(\lambda_i^2 = \frac{1}{6} \right),$$

если предполагается, что рассеяние размеров близко к закону треугольника;

$$\lambda_i = \frac{1}{3} \approx 0,333 \quad \left(\lambda_i^2 = \frac{1}{9} \right),$$

если предполагается, что кривая рассеяния будет иметь нормальный характер (для изделий крупносерийного и массового производств).

4. При производственных расчетах фактические значения α_i и λ_i определяются экспериментально по результатам анализа точности технологических процессов.

5. Методика определения оценок α_i , λ_i , а также ω_i , приведена в ГОСТ 19416-74.

Таблица П1.7 – Предельные отклонения межосевого расстояния зубчатых передач [40]

Вид сопряжения	Значения f_a (мкм) при межосевом расстоянии, мм					
	до 80	свыше 80 до 125	свыше 125 до 180	свыше 180 до 250	свыше 250 до 315	свыше 315 до 400
<i>D</i>	±22	±28	±30	±35	±40	±45
<i>C</i>	±35	±45	±50	±55	±60	±70
<i>B</i>	±60	±70	±80	±90	±100	±110
<i>A</i>	±100	±110	±120	±140	±160	±180

Таблица П1.8 – Допуски параллельности f_x и перекоса f_y осей вращения валов зубчатых передач [40]

Степень точности	Ширина зубчатого колеса, мм	Допуски параллельности, мкм		Степень точности	Ширина зубчатого колеса, мм	Допуски параллельности, мкм	
		f_x	f_y			f_x	f_y
6	до 40	9	4,5	8	до 40	18	9
	свыше 40 до 100	12	6,3		свыше 40 до 100	25	12
7	до 40	11	5,6	9	до 40	28	14
	свыше 40 до 100	16	8,0		свыше 40 до 100	40	20

Таблица П1.9 – Предельные осевые смещения f_{AM} зубчатого венца конической и гипоидной передачи [41]

Степень точности	Средний нормальный модуль, мм	Значение $\pm f_{AM}$ при среднем конусном расстоянии R (мм) и угле делительного конуса зубчатого колеса δ_1								
		свыше 50 до 100			свыше 100 до 200			свыше 200 до 400		
		$\delta_1 \leq 20$	$20 \leq \delta_1 \leq 45$	$\delta_1 > 45$	$\delta_1 \leq 20$	$20 \leq \delta_1 \leq 45$	$\delta_1 > 45$	$\delta_1 \leq 20$	$20 \leq \delta_1 \leq 45$	$\delta_1 > 45$
7	От 1 до 3,5	67	56	24	150	130	53	340	280	120
	Свыше 3,5 до 6,3	38	32	13	80	71	30	180	150	63
	Свыше 6,3 до 10	24	21	8,5	53	45	19	120	100	40
8	От 1 до 3,5	95	80	34	200	180	75	480	400	170
	Свыше 3,5 до 6,3	53	45	17	120	100	40	250	210	90
	Свыше 6,3 до 10	34	30	12	75	63	26	170	140	160
9	От 1 до 3,5	140	120	48	300	260	105	670	560	240
	Свыше 3,5 до 6,3	75	63	26	160	140	60	360	300	130
	Свыше 6,3 до 10	50	42	17	105	90	38	240	200	85
10	От 1 до 3,5	190	160	67	420	360	150	950	800	340
	Свыше 3,5 до 6,3	105	90	38	240	190	80	500	420	180
	Свыше 6,3 до 10	71	60	24	150	130	53	320	280	120

Таблица П1.10 – Предельные отклонения E_{Σ} межосевого угла конической и гипоидной зубчатой передачи [41]

Вид сопряжения	Значение $\pm E_{\Sigma}$ при среднем конусном расстоянии R (мм) и угле делительного конуса зубчатого колеса δ_1								
	свыше 50 до 100			свыше 100 до 200			свыше 200 до 400		
	$\delta_1 \leq 15$	$15 \leq \delta_1 \leq 25$	$\delta_1 > 15$	$\delta_1 \leq 15$	$15 \leq \delta_1 \leq 25$	$\delta_1 > 15$	$\delta_1 \leq 15$	$15 \leq \delta_1 \leq 25$	$\delta_1 > 15$
D	16	19	22	19	26	32	22	36	40
C	26	30	32	30	45	50	32	56	63
B	42	5	60	50	71	80	60	90	100
A	63	80	95	80	110	125	95	140	160

Таблица П1.11 – Предельные отклонения f_a межосевого расстояния конической и гипоидной зубчатой передачи [41]

Степень точности	Значение $\pm f_a$ при среднем конусном расстоянии R (мм) и угле делительного конуса зубчатого колеса δ_1		
	свыше 50 до 100	свыше 100 до 200	свыше 200 до 400
7	20	25	30
8	30	36	45
9	45	55	75
10	75	90	120

Таблица П1.12 – Отклонения межосевого угла червячной передачи [43]

Ширина зубчатого венца червячного колеса, мм	Норма контакта $\pm f_{\Sigma r}$ (мкм) при степени точности		
	8	9	10
От 63	16	22	28
Свыше 63 до 100	22	28	36
Свыше 100 до 160	30	40	50

Таблица П1.13 – Отклонения $\pm f_a$ межосевого расстояния и смещения $\pm f_x$ средней плоскости венца червячной передачи [43]

Степень точности	Значение f_a (числитель) и f_x (знаменатель), мкм, при межосевом расстоянии a_w , мм				
	свыше 80 до 120	свыше 120 до 180	свыше 180 до 250	свыше 250 до 315	свыше 315 до 400
8	80/63	90/71	105/80	110/90	125/100
9	130/100	150/110	160/130	180/140	200/150
10	200/130	220/180	260/200	280/200	300/240

Таблица П1.14 – Радиальные зазоры в радиальных однорядных шариковых подшипниках [2]

Диаметр отверстия <i>d</i> , мм		Радиальный зазор для рядов, мкм								Контрольная нагрузка, кГс
		Дополни- тельного 6-го		Основного		Дополнительных				
						7-го		8-го		
свыше	до	min	max	min	max	min	max	min	max	
—	2,5	3	10	5	16	11	25	—	—	0,4
2,5	10									2
10	18	5	14	8	22	16	30	23	38	5
18	24		15	10	24	18	33	25	41	
24	30		16					12	26	
30	40			29	24	42	35		56	10
40	50		13	33	28	48	43	66		
50	65		14	34	29	55	51	86		
65	80	23	16	40	34	62	58	89		
80	100	25	20	46	41	71	56	102	15	
100	120	28	23	53	16	86	76	119		
120	140			58	51	96	86	135		
140	160	30	24	65	57	106	96	152		
160	180	35	29	75	67	121	112	168		
180	200			33	83	75	130	120		180
200	225	40	35	90	85	145	135	200		
225	250			40	100	95	160	150		220
250	280			45	105	100	165	160		230
280	315	10		50	115	105	175	170		245
315	355			55	125	110	185	180	260	
355	400									

Таблица П1.15 – Рекомендуемая осевая игра для радиально-упорных однорядных шариковых подшипников [2]

Диаметр отверстия подшипника d , мм		Допускаемые пределы осевой игры, мкм, при угле контакта						Примерное расстоя- ние между подшип- никами при установке по схеме (см. прил. 6)
		$\alpha = 12^\circ$				$\alpha = 26^\circ$ $\alpha = 36^\circ$		
		Ряд 1		Ряд 2		Ряд 1		
свыше	до	min	max	min	max	min	max	
—	30	20	40	30	50	10	20	$8d$
30	50	30	50	40	70	15	30	$7d$
50	80	40	70	50	100	20	40	$6d$
80	120	50	100	60	150	30	50	$5d$
120	180	80	150	100	200	40	70	$4d$
180	260	120	200	150	250	50	100	$(2\div 3)d$

Таблица П1.16 – Рекомендуемая осевая игра для конических однорядных роликовых подшипников [2]

Диаметр отверстия подшипника d , мм		Допускаемые пределы осевой игры, мкм, при угле контакта						Примерное расстоя- ние между подшип- никами при установке по схеме (см. прил. 6)
		$\alpha = 10...16^\circ$				$\alpha = 25...29^\circ$		
		Ряд 1		Ряд 2		Ряд 1		
свыше	до	min	max	min	max	min	max	
—	30	20	40	40	70	—		$14d$
30	50	40	70	50	100	20	40	$12d$
50	80	50	100	80	150	30	50	$11d$
80	120	80	150	120	200	40	70	$10d$
120	180	120	200	200	300	50	100	$9d$
180	260	160	250	250	350	80	150	$6,5d$
260	360	200	300	—				
360	400	250	350					

Таблица П1.17 – Начальная осевая игра в двухрядных конических роликовых подшипниках [2]

Внутренний диаметр подшипника d , мм		Осевая игра для рядов подшипников, мкм							
		нормального				дополнительного 1-го			
		Угол контакта α , град							
		9 – 13		13 – 17		9 – 13		13 – 17	
свыше	до	min	max	min	max	min	max	min	max
–	80	200	300	150	250	400	500	300	400
80	120	300	400	200	300	500	700	400	500
120	130	400	500	300	400	700	900	500	700
130	260	500	650	350	500	900	1200	700	950
260	360	650	850	450	600	1200	1500	900	1200
360	500	850	1000	500	700	–	–	–	–
500	630	950	1200	650	900	–	–	–	–
630	800	1200	1500	800	1000	–	–	–	–
800	1000	1500	1800	1000	1300	–	–	–	–

Таблица П1.18 – Рекомендуемая осевая игра для двойных и сдвоенных одинарных упорных шариковых подшипников [2]

Диаметр отверстия подшипника d , мм		Пределы осевой игры, мкм, для подшипников серий					
		8100		8200 и 8300		8400	
свыше	до	min	max	min	max	min	max
–	50	10	20	20	40	–	–
50	120	20	40	40	60	60	80
120	140	40	60	60	80	80	120

Таблица П1.19 – Подшипники шариковые и роликовые радиальные и шариковые радиально-упорные, кольца внутренние [39]

Требование точности	Класс точности	Значения параметров, мкм, при номинальном диаметре d , мм				
		свыше 10 до 18	свыше 18 до 30	свыше 30 до 50	свыше 50 до 80	свыше 80 до 120
Нижнее предельное отклонение ширины B (верхнее предельное отклонение равно 0)	0	–120	–120	–120	–150	–200
	6	–120	–120	–120	–150	–200
	5	–80	–120	–120	–150	–200
	4	–80	–120	–120	–150	–200
Непостоянство ширины колец U_p	0	20	20	20	25	25
	6	10	10	10	12	12
	5	5	5	6	6	7
	4	2,5	2,5	3	4	4
Радиальное биение дорожки качения R_i	0	10	13	15	20	25
	6	7	8	10	10	13
	5	3,5	4	5	5	6
	4	2,5	3	4	4	5
Осевое биение дорожки качения A_i	0	–	–	–	–	–
	6	–	–	–	–	–
	5	7	8	8	8	9
	4	3	4	4	4	5

Таблица П1.20 – Подшипники шариковые и роликовые радиальные и шариковые радиально-упорные, кольца наружные [39]

Требование точности	Класс точности	Значения параметров, мкм, при номинальном диаметре d , мм				
		свыше 30 до 50	свыше 50 до 80	свыше 80 до 120	свыше 120 до 150	свыше 150 до 180
Нижнее предельное отклонение ширины B (верхнее предельное отклонение равно 0)	0					
	6	–120	–150	–200	–2	50
	5					
	4					
Непостоянство ширины колец U_p	0	–	–	–	–	–
	6	–	–	–	–	–
	5	5	6	8	8	8
	4	2,5	3	4	5	5
Радиальное биение дорожки качения R_a	0	20	25	35	40	45
	6	10	13	18	20	23
	5	7	8	10	11	13
	4	5	5	6	7	8
Осевое биение дорожки качения A_a	0	–	–	–	–	–
	6	–	–	–	–	–
	5	8	10	11	13	14
	4	5	5	6	7	8

Таблица П1.21 – Подшипники роликовые конические, кольца внутренние [39]

Требование точности	Класс точности	Значения параметров, мкм, при номинальном диаметре d , мм				
		свыше 10 до 18	свыше 18 до 30	свыше 30 до 50	свыше 50 до 80	свыше 80 до 120
Нижнее предельное отклонение ширины B (верхнее предельное отклонение равно 0)	0					
	6					
	5	–200	–200	–240	–300	–400
	4					
Радиальное биение дорожки качения R_i	0	15	18	20	25	30
	6	7	8	10	10	13
	5	3,5	4	5	5	6
	4	2,5	3	4	4	5

Таблица П1.22 – Подшипники роликовые конические, кольца наружные, радиальное биение дорожки качения R_a [39]

Класс точности	Значения R_a , мкм, при номинальном диаметре d , мм				
	свыше 30 до 50	свыше 50 до 80	свыше 80 до 120	свыше 120 до 150	свыше 150 до 180
0	20	25	35	40	45
6	10	13	18	20	23
5	7	8	10	11	13
4	5	5	6	7	8

Таблица П1.23 – Подшипники однорядные роликовые конические [39]

Предельные отклонения монтажной высоты T	Класс точности	Значение T , мкм, при номинальном диаметре d , мм	
		свыше 10 до 80	свыше 80 до 120
Нормальной точности	0	± 250	± 500
Повышенной точности	6	± 2000	± 200
	5		
	4	± 200	

Таблица П1.24 – Подшипники шариковые упорные, осевое биение дорожки качения A_s [39]

Класс точности	Значения A_s , мкм, при номинальном диаметре d , мм				
	свыше 18 до 30	свыше 30 до 50	свыше 50 до 80	свыше 80 до 120	свыше 120 до 180
0	10	10	10	15	15
6	5	6	7	8	9
5	3	3	4	4	5
4	2	2	3	3	4

Таблица П1.25 – Предельные отклонения толщины ленты стальной холоднокатаной из низколегированных сталей (по ГОСТ 503-71)

Точность изготовления	Предельные отклонения, мм, при толщине ленты, мм						
	0,05÷0,08	0,09÷0,15	0,18÷0,25	0,28÷0,40	0,45÷0,7	0,75÷0,95	1,00÷1,15
Нормальная	–0,015	–0,020	–0,030	–0,040	–0,050	–0,070	–0,090
Повышенная	–0,011	–0,015	–0,020	–0,030	–0,040	–0,050	–0,060
Высокая	–	–0,010	–0,015	–0,020	–0,025	–0,030	–0,040

Примечание. Толщину ленты выбирать из ряда чисел: 0,05; 0,06; 0,07; 0,08; 0,09; 0,10; 0,11; 0,12; 0,15; 0,18; 0,20; 0,22; 0,25; 0,28; 0,30; 0,32; 0,35; 0,40; 0,45; 0,50; 0,55; 0,57; 0,60; 0,65; 0,70; 0,75; 0,80; 0,85; 0,90; 0,95; 1,0; 1,05; 1,10; 1,15

Таблица П1.26 – Сталь тонколистовая кровельная оцинкованная и декапированная (по ГОСТ 8075-56)

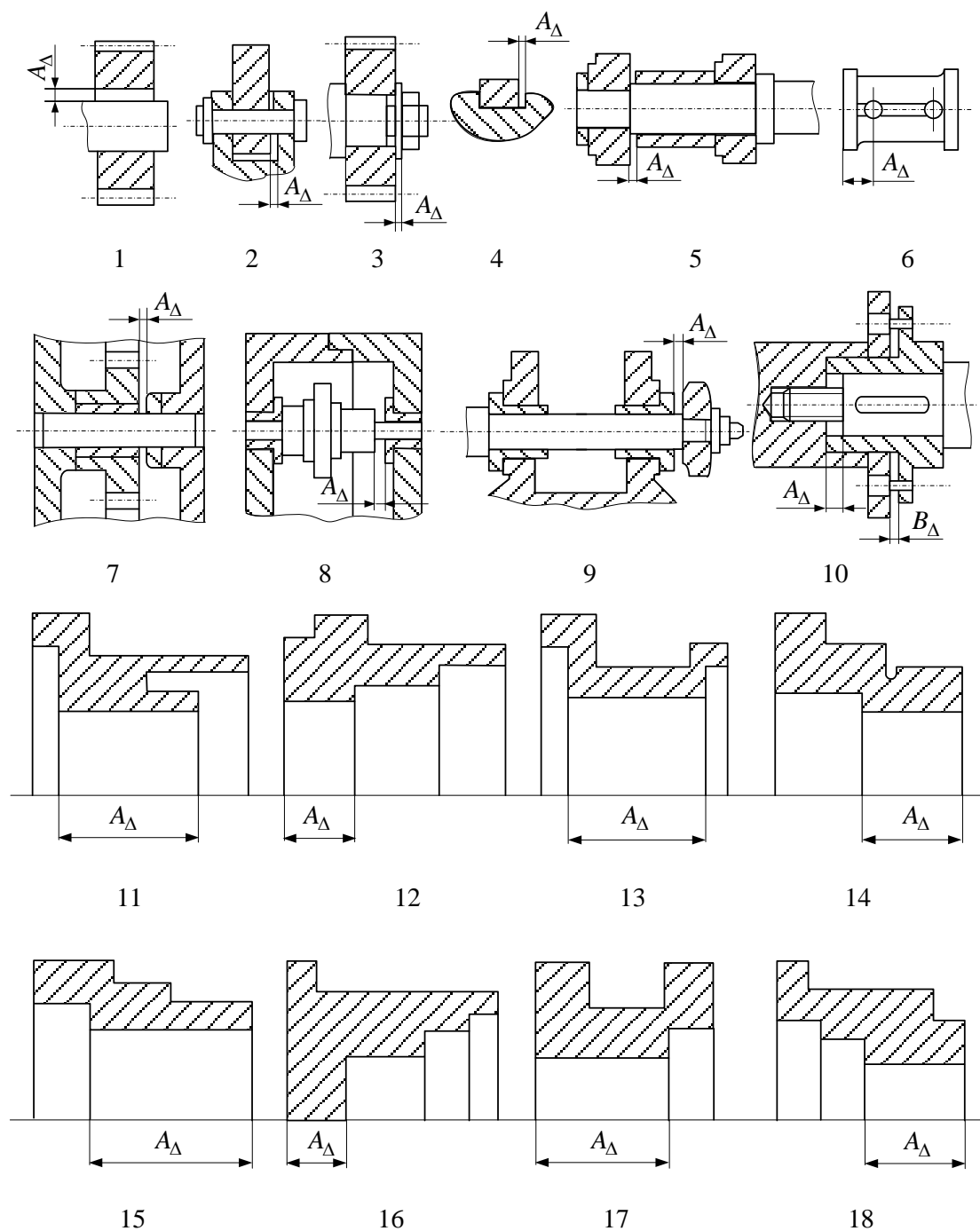
Толщина, мм	0,25; 0,28; 0,32; 0,35; 0,40; 0,45; 0,50	0,55; 0,63	0,7; 0,75; 0,8; 0,9	1,0; 1,2	1,25	1,4; 1,5; 1,6	1,8	2,0
Предельные отклонения, мм	± 0,04	± 0,05	± 0,06	± 0,07	± 0,09	± 0,11	± 0,12	± 0,13

Таблица П1.27 – Листы и полосы латунные (по ГОСТ 931-78)

Листы		Полосы		
Толщина, мм	Предельные отклонения, мм	Толщина, мм	Предельные отклонения, мм	
			повышенной точности	нормальной точности
0,4; 0,5	–0,06	0,4; 0,5	–	–0,06
0,6; 0,7; 0,8	–0,08	0,6	–	–0,07
0,9; 1,0; 1,1	–0,10	0,7; 0,8	–	–0,08
1,2; 1,3; 1,35; 1,4; 1,5	–0,12	0,9	–	–0,09
1,6; 1,65; 1,8	–0,14	1,0	–0,08	–0,09
		1,1; 1,2; 1,3; 1,35; 1,4; 1,5	–0,09	–0,10
		1,6; 1,65; 1,8; 2,0	–0,10	–0,12

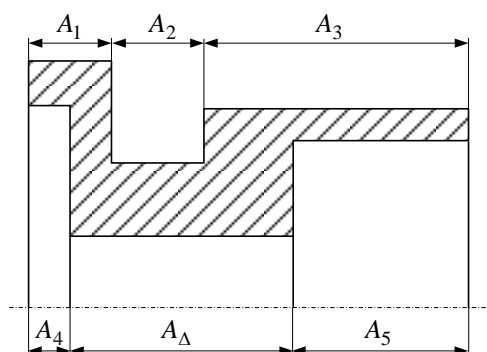
Приложение 2

ЭСКИЗЫ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ДЛЯ СОСТАВЛЕНИЯ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ



Приложение 3

РАСЧЕТ ПОВЕРОЧНОЙ (ОБРАТНОЙ) ЗАДАЧИ

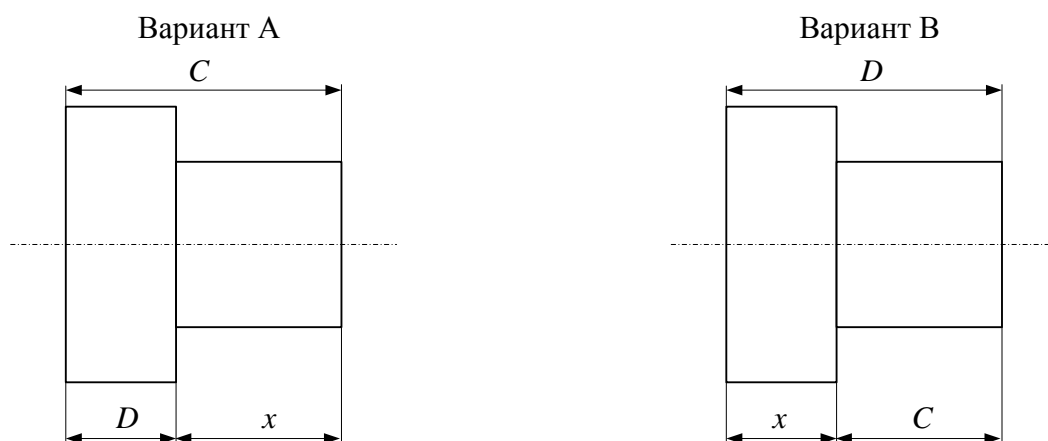


Исходные данные к выбору варианта. Размеры и предельные отклонения, мм

Параметры звеньев	Варианты														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
A_1	60	100	30	15	45	120	55	85	115	95	20	35	80	60	105
es_1	+0,2	+0,1	-0,1	-0,15	+0,25	-0,15	-0,40	+0,55	+0,85	-0,35	+0,03	-0,05	+0,4	0	+0,5
ei_1	-0,1	-0,4	-0,2	-0,25	-0,15	-0,35	-0,75	+0,15	+0,45	-0,75	-0,03	-0,25	0	-0,4	-0,5
A_2	15	19	20	2	4	5	8	10	12	10	15	8	5	4	2
es_2	-0,4	+0,2	+0,1	-0,05	+0,12	+0,075	0	+0,24	-0,08	+0,2	+0,15	+0,24	0	+0,05	+0,1
ei_2	-0,6	-0,1	-0,2	-0,15	-0,18	-0,075	-0,24	0	-0,28	-0,10	-0,15	0	-0,058	0	-0,1
A_3	10	20	15	25	40	15	55	30	25	45	35	18	60	35	55
es_3	+0,2	+0,3	+0,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
ei_3	+0,1	+0,1	+0,3	-0,15	-0,3	-0,08	-0,05	-0,02	-0,52	-0,03	-0,1	-0,2	-0,25	-0,1	-0,15
A_4	10	75	25	8	40	80	35	55	45	55	10	25	55	15	85
es_4	+0,2	+0,1	+0,3	+0,24	-0,15	+0,15	+0,35	+0,25	-0,15	0	+0,15	+0,1	+0,25	+0,2	-0,35
ei_4	-0,1	-0,4	-0,2	0	-0,35	-0,15	-0,05	-0,10	-0,45	-0,3	-0,2	-0,2	-0,10	-0,1	-0,75
A_5	5	10	10	15	25	10	40	15	10	30	20	8	45	25	40
es_5	+0,1	+0,1	-0,15	+0,15	-0,08	-0,1	-0,15	+0,05	+0,15	+0,3	+0,05	-0,05	+0,2	+0,3	+0,2
ei_5	-0,2	-0,2	-0,45	+0,05	-0,28	-0,2	-0,45	-0,015	-0,05	-0,05	-0,25	-0,15	-0,1	+0,1	-0,10

Приложение 4

ЗАМЕНА РАЗМЕРОВ НА ЧЕРТЕЖАХ

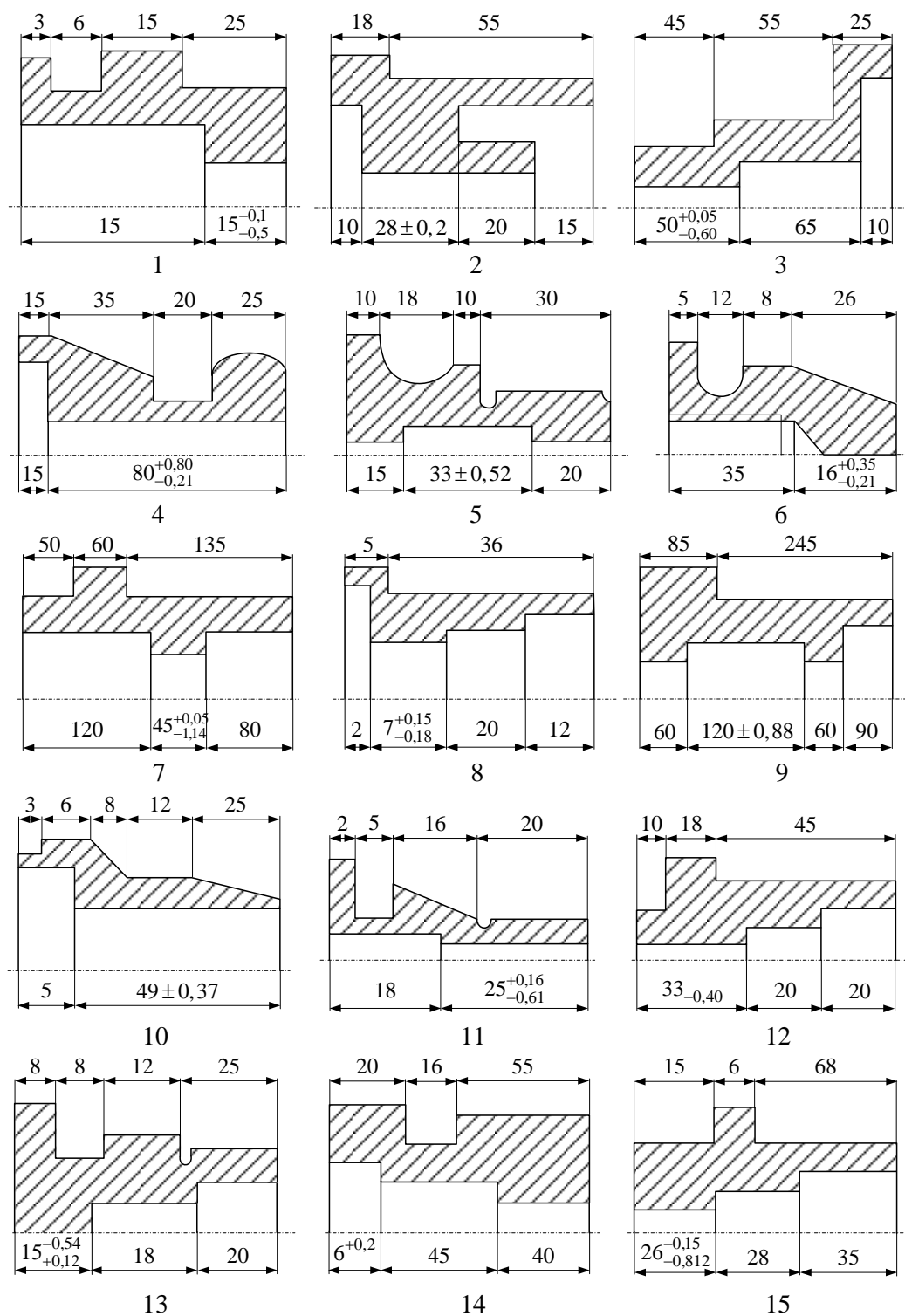


Размеры и предельные отклонения, мм

Параметры звеньев	Варианты														
	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	B9	B10	B11	B12	B13	B14	B15
Звено C	40	43	32	40	44	38	30	28	6	6	5	8	4	5	7
<i>es</i>	0	-0,04	+0,05	+0,12	-0,05	+0,05	+0,025	+0,1	+0,3	+0,15	0	+0,6	-0,05	+0,15	+0,05
<i>ei</i>	-0,05	-0,12	-0,05	0	-0,25	-0,15	+0,05	-0,1	0	-0,15	-0,25	+0,2	-0,15	+0,05	-0,05
Звено D	35	38	26	36	37	32	25	24	44	34	37	42	24	25	32
<i>es</i>	0	+0,2	0	0	+0,15	+0,08	-0,08	-0,15	0	+0,05	+0,05	+0,05	+0,18	-0,01	-0,18
<i>ei</i>	-0,25	-0,2	-0,8	-0,35	0	0	-0,28	-0,35	+0,05	-0,05	0	-0,05	+0,05	-0,08	-0,38

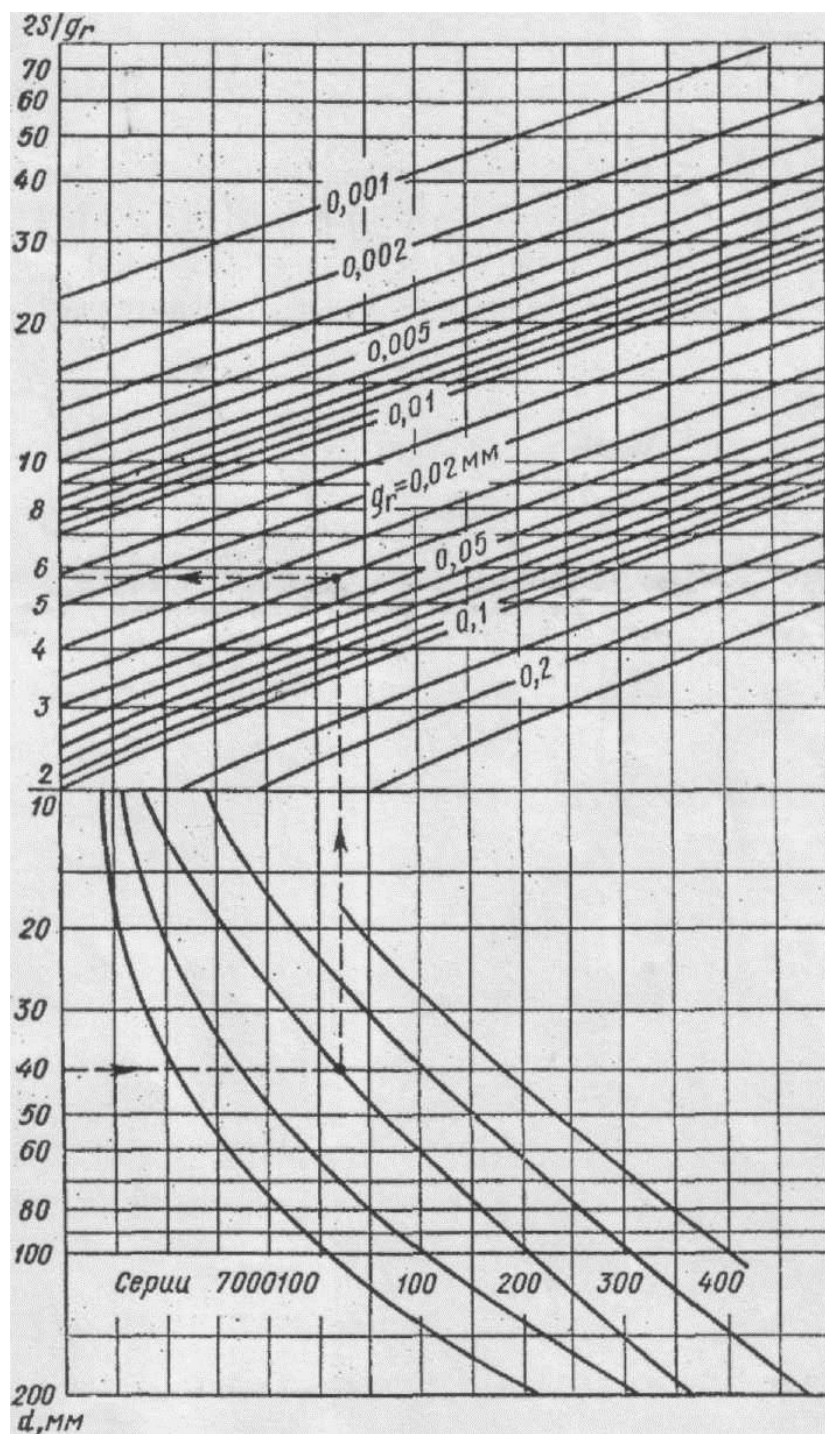
Приложение 5

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К ВЫБОРУ ВАРИАНТА ЗАДАНИЯ



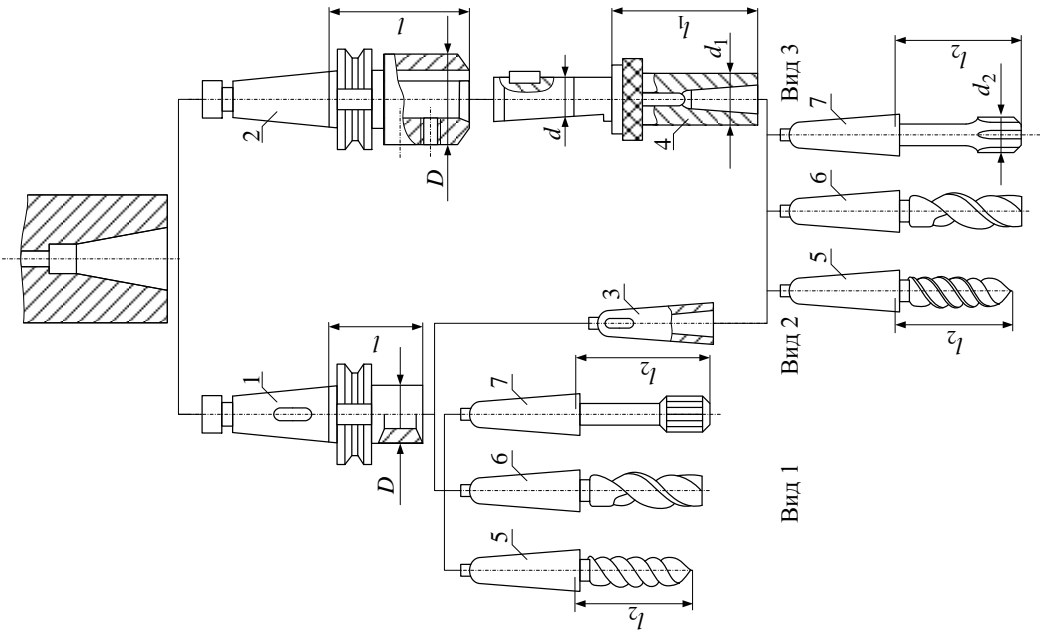
Приложение 6

**НОМОГРАММА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСЕВОЙ ИГРЫ
В РАДИАЛЬНОМ ОДНОРЯДНОМ ШАРИКОПОДШИПНИКЕ
С ИЗВЕСТНЫМ РАДИАЛЬНЫМ ЗАЗОРОМ**



Приложение 7

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К ВЫБОРУ ВАРИАНТА ЗАДАНИЯ К ЗАДАЧЕ «РАСЧЕТ ТОЧНОСТИ РАЗМЕРОВ ДЕТАЛЕЙ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО БЛОКА ДЛЯ МНОГОЦЕЛЕВЫХ СТАНКОВ»



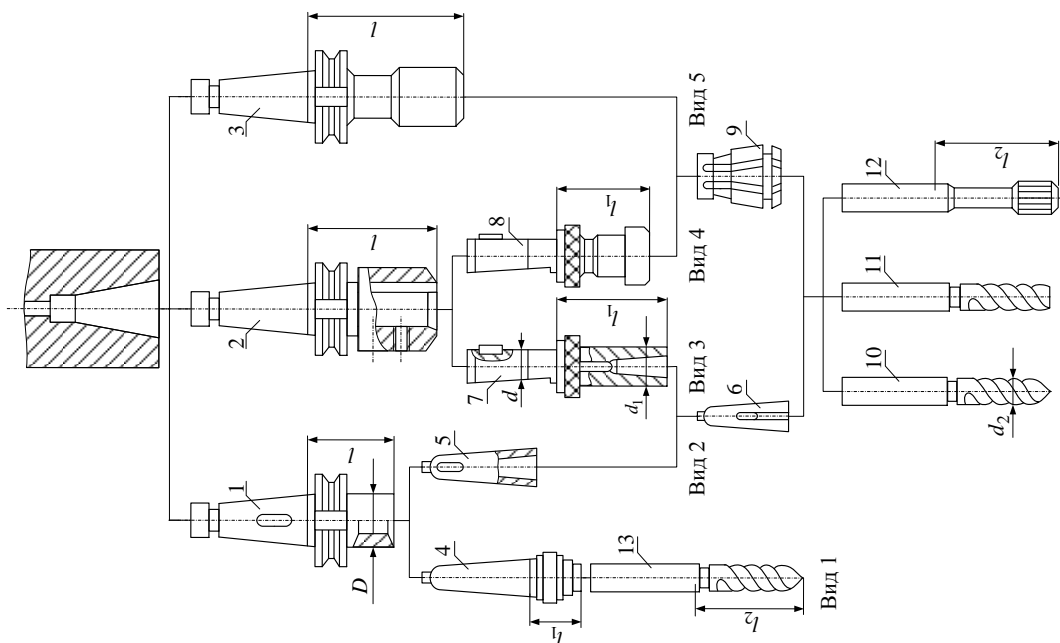
Варианты	Элементы ИВ	Держатель				Конус Морзе №	Адаптеры			РИ
		D, мм	l, мм	конус 7:24	внутренняя поверхность		d, мм	d ₁ , мм	l ₁ , мм	
1	1-3-5	63	105	№50	Морзе 4	4-2	—	—	—	30 194
2	1-3-5	63	65	№40	Морзе 3	3-2	—	—	—	65 175
3	1-3-7	63	65	№40	Морзе 3	3-2	—	—	—	12 128
4	1-3-7	63	105	№50	Морзе 4	4-3	—	—	—	28 105
5	2-4-5	80	120	№50	Ø48	3	48	44	100	28 186
6	2-4-5	80	120	№50	Ø36	2	36	32	120	15 140
7	2-4-7	80	120	№50	Ø20	2	28	25	130	10 108
8	2-4-6	63	105	№50	Ø48	3	48	44	180	20 150

Схема соединений настраиваемого инструмента:

- 1 – втулка переходная для инструмента с конусом Морзе с лапкой;
- 2 – державка для регулируемых патронов, втулок и оправок;
- 3 – втулка переходная для инструмента с коническим хвостовиком;
- 4 – втулка регулируемая с внутренним конусом Морзе;
- 5 – сверло;
- 6 – зенкер;
- 7 – развертка

Приложение 8

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К ВЫБОРУ ВАРИАНТА ЗАДАНИЯ К ЗАДАЧЕ «РАСЧЕТ ТОЧНОСТИ РАЗМЕРОВ ДЕТАЛЕЙ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО БЛОКА ДЛЯ МНОГОЦЕЛЕВЫХ СТАНКОВ»



Варианты	Элементы ИБ	Держатель				Адаптеры				РИ	
		D, мм	l, мм	конус 7:24	внутренняя поверхность	Конус Морзе №	d, мм	d ₁ , мм	l ₁ , мм	d ₂ , мм	l ₂ , мм
9	1-4-13	63	80	№50	Морзе 4	4	—	—	60	25	186
10	1-5-6-9	50	60	№40	Морзе 4	3-2	—	—	—	15	120
11	1-5-6-11	50	60	№50	Морзе 4	3-2	—	—	—	10	75
12	2-7-6-10	50	60	№40	Ø36	3	36	32	40	60	50
13	2-7-6-11	50	80	№50	Ø48	3	48	44	100	12	60
14	2-8-9-10	63	120	№40	Ø28	—	28	25	130	8	75
15	2-8-9-11	63	75	№40	Ø36	—	36	32	60	16	110
16	3-9-10	63	135	№50	Цанговый патрон	—	—	—	—	20	150

Схема соединений настраиваемого инструмента:

1 – втулка переходная для инструмента с конусом Морзе с лапкой; 2 – державка для регулируемых патронов, втулок и оправок; 3 – патрон цанговый; 4 – патрон сверлильный; 5 – втулка переходная для инструмента с коническим хвостовиком; 6 – втулка разрезная с конусом Морзе для инструмента с цилиндрическим хвостовиком; 7 – втулка регулируемая с внутренним конусом Морзе; 8 – патрон регулируемый цанговый; 9 – цанга зажимная; 10 – сверло; 11 – зенкер; 12 – развертка; 13 – сверло

Приложение 9

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К ВЫБОРУ ВАРИАНТА ЗАДАНИЯ К ЗАДАЧЕ «РАСЧЕТ ТОЧНОСТИ РАЗМЕРОВ ДЕТАЛЕЙ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО БЛОКА ДЛЯ МНОГОЦЕЛЕВЫХ СТАНКОВ»

Варианты	Элементы ИБ	Держатель				Адаптеры			РИ		
		D, мм	l, мм	конус 7:24	внутренняя поверхность	Конус Морзе №	d, мм	d ₁ , мм	l ₁ , мм	d ₂ , мм	l ₂ , мм
17	1-3-5	44	50	№40	Морзе 3	3	—	28	—	30	120
18	1-4-8	63	105	№50	Морзе 4	Конус 1:5	—	23	—	24	110
19	2-5-7	50	75	№40	Ø28	—	28	25	—	45	180
20	2-6-8	80	120	№50	Ø48	Конус 1:2	48	44	—	40	210

Примечание: ИБ – инструментальный блок; РИ – режущий инструмент; ИО – инструментальная оснастка

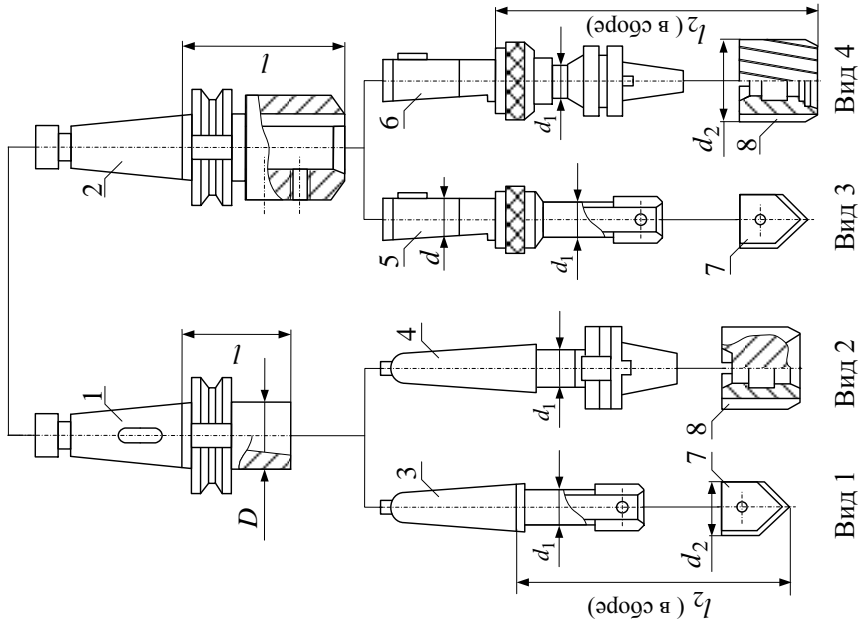


Схема соединений настраиваемого инструмента:

- 1 – втулка переходная для инструмента с конусом Морзе с лапкой;
- 2 – державка для регулируемых патронов, втулок и оправок;
- 3 – оправка для крепления пластин перовых сверл;
- 4 – оправка для насадных зенкеров и разверток;
- 5 – державка регулируемая для крепления пластин перовых сверл;
- 6 – оправка регулируемая для насадных зенкеров и разверток;
- 7 – сверло;
- 8 – зенкер (пазвертка)

Приложение 10

ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА k_i , БИЕНИЯ $2e$ И ПЕРЕКОСА e ИНСТРУМЕНТА В РАСЧЕТАХ ТОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ БЛОКОВ ДЛЯ МНОГОЦЕЛЕВЫХ СТАНКОВ [14, 18]

Коэффициент относительного рассеяния присоединительных поверхностей
вспомогательного рисунка

Вид обработки	Поверхность	k_i
Конус:		
Наружное шлифование в центрах	Морзе	1,17
	7:24	1,51
	1:5	1,37
	Цилиндрическая	1,09
Конус:		
Внутреннее шлифование	Морзе	1,17
	7:24	1,17
	1:5	1,37
	Цилиндрическая	1,09
Бесцентровое шлифование	Конус Морзе	1,03

Биение $2e$ инструмента на вылете 100 мм в зависимости от точности изготовления конусов, мкм [14]

Конусы	Точность конусов							
	АТ3	АТ4	АТ5	АТ6	АТ7	АТ8	АТ9	АТ10
7:24	1,0	1,2	1,3	2,6	5,0	12,0	—	—
Морзе	—	—	9,5	10,5	15,0	18,0	20,0	24,5
1:5	—	—	8,0	9,0	10,0	12,0	13,0	17,0

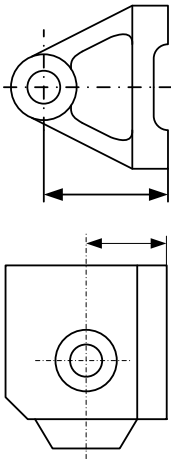
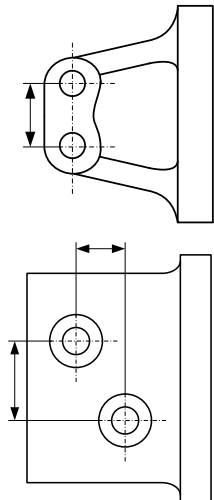
Значение перекоса e инструмента на вылете 100 мм в зависимости от точности изготовления цилиндрических соединений диаметром 30...40 мм приведено ниже:

Квалитет	e , мкм
IT4	1,0
IT5	1,6
IT6	3,2
IT7	4,3
IT8	6,0
IT9	12,0

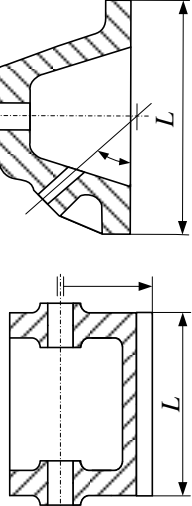
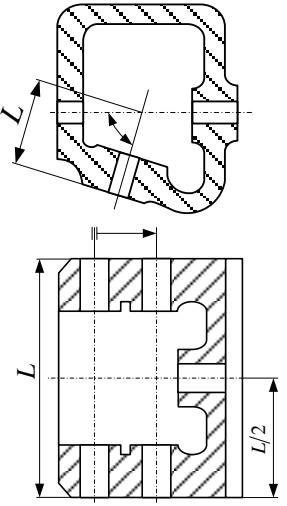
Инструмент	Допустимое биение режущих кромок после установки инструментальных блоков в шпинделе, мм
Сверла:	
с цилиндрическим хвостовиком диаметром 6...18 мкм	0,056
с коническим хвостовиком диаметром 18...30 мкм	0,071
Зенкеры и развертки диаметром, мм:	
до 50	0,062
до 120	0,071
Расточные оправки:	
для получистовой обработки отверстий диаметром 22...180 мм	0,03
для чистовой обработки отверстий диаметром, мм:	
25...80	0,005
80...100	0,01

Приложение 11

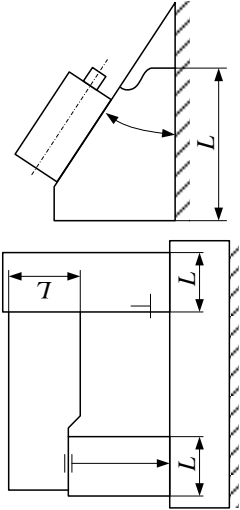
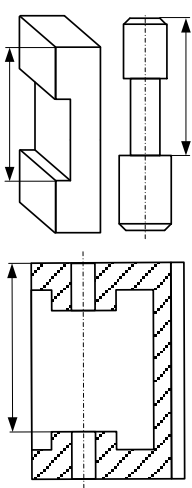
ЗНАЧЕНИЯ ДОПУСКОВ И КОЭФФИЦИЕНТОВ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ АСИММЕТРИИ И ОТНОСИТЕЛЬНОГО РАССЕИВАНИЯ НА ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ ДЕТАЛЕЙ [22]

№ п/п	Описание размеров детали	Технологическая операция	2 <i>T</i> , мм	<i>k</i>	α	Примечание
1	<p>Расстояние от оси отверстия до базовой поверхности</p> 	1. Шлифование плоскости с выверкой по оси отверстия	0,04÷0,12	1,3÷1,4	0,3÷0,4	
		2. Фрезерование плоскости с выверкой по оси отверстия	0,10÷0,40	1,0÷1,3	0÷0,03	
		3. Растачивание отверстий:				
		а) на расточном или сверлильном станке	0,1÷0,3	1,0÷1,2	0	
		б) на алмазно-расточном станке	0,04÷0,15	1,1÷1,2	0	
2	<p>Расстояние между осями отверстий</p> 	1. Обработка отверстий на расточном или сверлильном станке	0,1÷0,2	1,0÷1,2	0÷0,1	
		2. Обработка отверстий на алмазно-расточном станке	0,04÷0,10	1,1÷1,3	0÷0,01	

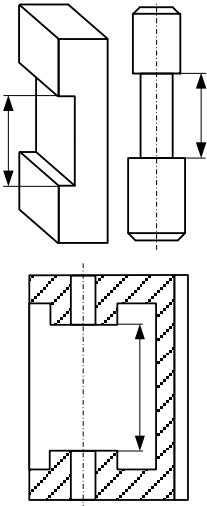
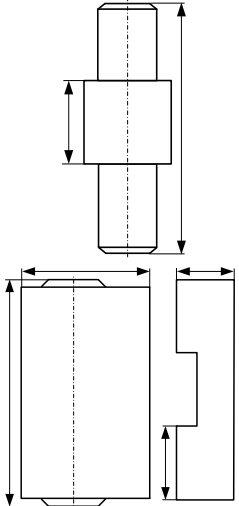
Продолжение прил. 11

№ п/п	Описание размеров детали	Технологическая операция	$2T$, мм	k	α	Примечание
3	Параллельность, перпендикулярность, точность угла между осью отверстия и базовой поверхностью 	1. Шлифование плоскости с выверкой по оси отверстия	$0,05 \frac{0,1}{L} \div \frac{L}{L}$	1,2÷1,3	0	Значение L может находиться в пределах от 100 до 300 мм
		2. Фрезерование плоскости с выверкой по оси отверстия	$0,1 \frac{0,3}{L} \div \frac{L}{L}$	1,1÷1,2	0	
		3. Обработка отверстий на расточном или сверлильном станке	$0,1 \frac{0,2}{L} \div \frac{L}{L}$	1,1÷1,3	0÷0,1	
		4. Обработка отверстий на алмазно-расточном станке	$0,05 \frac{0,1}{L} \div \frac{L}{L}$	1,1÷1,2	0	
4	Параллельность, перпендикулярность или точность угла между осями отверстий 	1. Обработка отверстий на расточном или сверлильном станке	$0,1 \frac{0,2}{L} \div \frac{L}{L}$	1,1÷1,3	0	Значение L может находиться в пределах от 100 до 300 мм
		2. Обработка отверстий на алмазно-расточном станке	$0,05 \frac{0,1}{L} \div \frac{L}{L}$	1,1÷1,3	0÷0,01	

Продолжение прил. 11

№ п/п	Описание размеров детали	Технологическая операция	2T, мм	k	α	Примечание
5	<p>Параллельность, перпендикулярность, точность угла между поверхностями</p> 	1. Шлифование плоскостей	$\frac{0,02}{300} \div \frac{0,1}{300}$	1,2÷1,4	0	
		2. Фрезерование плоскостей	$\frac{0,1}{300} \div \frac{0,3}{300}$	1,1÷1,2	0	
		3. Обработка плоскостей на расточном станке	$\frac{0,1}{300} \div \frac{0,2}{300}$	1,3÷1,4	0	
		4. Обработка плоскостей на строгальном станке	$\frac{0,1}{300} \div \frac{0,2}{300}$	1,1÷1,4	0	
6	<p>Расстояние между поверхностями</p> 	1. Шлифование	0,02÷0,1	1,3÷1,4	0	
		2. Обработка на фрезерных, строгальных и расточных станках	0,1÷1,0	1,1÷1,4	0÷0,01	
		3. Обработка на токарных, револьверных станках и автоматах	0,1÷0,4	1,1÷1,4	±0,2	

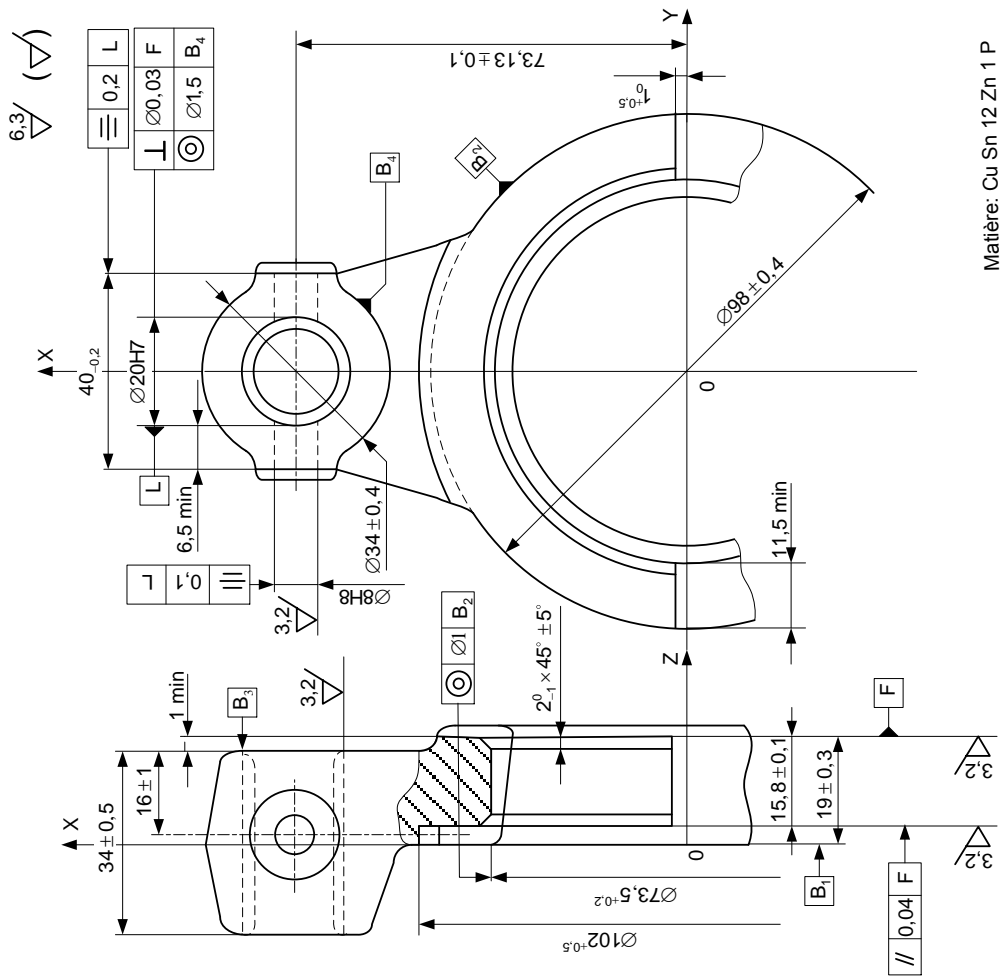
Продолжение прил. 11

№ п/п	Описание размеров детали	Технологическая операция	2T, мм	k	α	Примечание
7	<p>Расстояние между стенками охватываемой поверхности</p> 	1. Шлифование	0,02÷0,1	1,2÷1,4	±0,25	
		2. Обработка на фрезерных, строгальных и расточных станках	0,1÷1,0	1,1÷1,4	±0,25	
		3. Обработка на токарных, револьверных станках и автоматах	0,1÷0,4	1,1÷1,4	±0,2	
8	<p>Расстояние между стенками охватываемой поверхности</p> 	1. Шлифование	0,02÷0,2	1,0÷1,4	±0,1	
		2. Обработка на фрезерных, строгальных и расточных станках	0,1÷1,0	1,0÷1,4	±0,2	
		3. Обработка на токарных, револьверных станках и автоматах	0,1÷0,4	1,0÷1,4	0÷0,3	
		4. Отрезка на специальных отрезных станках	0,5÷2,0	1,2÷1,73	±0,4	

Продолжение прил. 11

№ п/п	Описание размеров детали	Технологическая операция	2T, мм	k	α	Примечание
9	Диаметры наружных цилиндрических поверхностей	1. Шлифование	0,01÷0,1	1,0÷1,4	0÷0,1	
		2. Обработка на токарных, карусельных, револьверных станках и автоматах	0,1÷0,5	1,1÷1,4	±0,2	
10	Диаметры отверстий	1. Шлифование	0,01÷0,1	1,0÷1,3	0÷(-0,2)	
		2. Протягивание	0,01÷0,1	1,0÷1,2	0	
		3. Развертывание	0,01÷0,1	1,0÷1,2	0	
		4. Обработка на алмазно-расточных станках	0,02÷0,1	1,0÷1,2	0÷(-0,2)	
		5. Обработка на расточных станках	0,02÷0,2	1,1÷1,2	-0,2	
		6. Сверление	0,1÷0,3	1,0÷1,2	0	
11	Радиальное биение поверхностей	1. Шлифование	0,01÷0,02	1,14	-0,3	
		2. Обработка на токарных, револьверных станках и автоматах	0,02÷0,1	1,2	-0,3	
12	Осевое биение торцовых поверхностей	1. Шлифование	0,01÷0,1	1,14	-0,3	$K_x = 1,7$
		2. Обработка на токарных, револьверных станках и автоматах	0,02÷0,1	1,2	-0,3	

Приложение 12



а

б

Чертеж вилки (а) и базирование заготовки на токарной операции 010 (б) [38]
(Cfb1–9 – размеры, определяющие положение поверхностей заготовки после её базирования в приспособлении)

Список литературы

1. Азбель В. О. и др. Гибкое автоматизированное производство. – М.: Машиностроение, 1985. – 454 с.
2. Бейзельман Р. Р., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения: Справочник. – М.: Машиностроение, 1975. – 574 с.
3. Бинкин М. Н., Букин К. С. Проектирование технологических процессов в ЧПУ: Учеб. пособие. – Омск, 1982. – 80 с.
4. Власов С. Н. и др. Устройство, наладка и обслуживание металлообрабатывающих станков и автоматических линий. – М.: Машиностроение, 1983. – 439 с.
5. Гурин Ф. В. Автоматическая наладка и замена изношенного инструмента: Лекции по специальности 0636 «Инструмент для автоматизированного производства». – М.: Автомеханический институт, 1972. – 72 с.
6. Допуски и посадки. Справочник: В 2 ч. / В. Д. Мягков, М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение; Ленингр. отд-ние, 1983. – Ч. 2. – 448 с.
7. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Расчет допусков размеров. – М.: Машиностроение, 1981. – 189 с.
8. Дунаев П. Ф. Размерные цепи. – М.: Машгиз, 1963. – 308 с.
9. Дунин-Борковский И. В. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебник для вузов. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1976. – 352 с.
10. Зильбер А. Г., Кравцов М. К., Арпентьев Б. М. Проектирование технологических процессов: Учеб. пособие. – Киев: УМКВО, 1992. – 92 с.
11. Иванов В. В. Расчет размерных цепей. – М.: Машиностроение, 1966. – 91 с.
12. Инструмент для станков с ЧПУ, многоцелевых станков и ГПС / И. Л. Фадюшин, Я. А. Музыкант, А. К. Мещеряков и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.

13. Киркач Н. Ф., Баласанян Р. А. Расчет и проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техн. вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – Харьков: Основа, 1991. – 276 с.

14. Кирсанов Г. Н., Арбузов О. Б., Боровой Ю. Л. и др. Руководство по курсовому проектированию металлорежущих инструментов: Учеб. пособие для вузов по специальности «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты» / Под общ. ред. Г. Н. Кирсанова. – М.: Машиностроение, 1986. – 288 с.

15. Кожевников Д. В., Кулешова И. В., Левин В. И. и др. Современные конструкции сборного инструмента с многогранными неперешагиваемыми пластинами. – М.: НИИмаш, 1979. – 55 с.

16. Краснов Ю. Б. Устройство для настройки расточного инструмента на машинах с ЧПУ // Станки и инструмент. – 1986. – № 5. – С. 32.

17. Козулин Б. В. и др. Авт. свид. № 1024225. // Бюлл. изобрет. – 1983. – № 3.

18. Кузнецов Ю. И. Оснастка для станков с ЧПУ: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 359 с.

19. Кузнецов Ю. И., Сафраган Р. В., Кармышкин Н. А. Инструментальная оснастка для станков с ЧПУ / Под общ. ред. Р. Э. Сафрагана. – К.: Техника, 1988. – 152 с.

20. Маталин А. А. Технология машиностроения: Учебник для машиностроительных вузов по специальности «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты». – Л.: Машиностроение, 1985. – 496 с.

21. Маслов А. Р. Нормативная комплектация станков с ЧПУ и гибких производственных модулей инструментом. – М., 1986. – 48 с. (Обзорная информация / ВНИИТЭРМ. Технология, оборудование, организация и экономика машиностроительного производства. Сер. 2. Режущий инструмент. Вып. 3).

22. Методика расчета размерных цепей (на базе теории вероятности). РТМ 23–61. – М.: Изд-во стандартов, 1965. – 41 с.

23. Новиков М. П. Основы технологии сборки машин и механизмов. – 5-е изд., испр. – М.: Машиностроение, 1980. – 592 с.

-
24. Орлов П. И. Основы конструирования: Справ.-метод. пособие: В 3 кн. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. – Кн. 2. – С. 574.
25. Волосов С. С., Педь Е. И. Приборы для автоматического контроля в машиностроении: Учеб. пособие для вузов. – Изд. 2-е. – М.: Изд-во стандартов, 1975. – 336 с.
26. Режущий инструмент. Лабораторный практикум: Учеб. пособие для вузов по специальности «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты» / Н. Н. Щегольков, Г. Н. Сахаров, О. Б. Арбузов и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 168 с.
27. Рекомендации по предварительной настройке инструмента в автоматизированном производстве: Руководящий технологический материал / Под ред. Д. И. Семенченко. – М.: ЦБНТИ, 1962. – 146 с.
28. Силуков Ю. З., Рындин Е. А., Горелик Я. Б. Размерная настройка расточных оправок для станков с автоматической сменой инструмента // Станки и инструмент. – № 11. – 1973. – С. 3–4.
29. Справочник машиностроителя в 6 т. 3-е изд. – М.: Машиностроение, 1962. – Т. 4, кн. 1. – 448 с.
30. Справочник технолога по автоматическим линиям / А. Г. Косилова, А. Г. Лыков и др.; под ред. А. Г. Косиловой. – М.: Машиностроение, 1982. – 320 с.
31. Соломенцев Ю. М. Автоматизация размерной настройки и переналадки металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1980. – 48 с.
32. Уралов В. И. Инструмент и принадлежности к многоцелевым станкам с ЧПУ: Обзор. – М.: НИИмаш, 1978. – 70 с.
33. Шарин Ю. С. И др. Автоматическая система размерной настройки станков с ЧПУ // Станки и инструмент. – 1983. – № 6. – С. 32–33.
34. Шарин Ю. С. Технологическое оснащение станков с ЧПУ. – М.: Машиностроение, 1986. – 176 с.
35. Шариковые и роликовые подшипники: Сб. Гос. Стандарты СССР. – М.: Изд-во стандартов, 1974. – 360 с.
36. Якушев А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Машиностроение, 1979. – 344 с.

-
37. Padilla P., Thely A. Guide des fabrications mécaniques. Bordas, Paris, 1978. – 278 с.
 38. Chevalier A., Bohan J. Guide du technicien en productique. Pour maitruse la production industrielle. Paris. 1998. – 288 с.
 39. ГОСТ 520-89 (СТ СЭВ 774-77). Подшипники шариковые и роликовые. Технические требования.
 40. ГОСТ 1643-81 (СТ СЭВ 641-77, СТ СЭВ 643-77, СТ СЭВ 444-77). Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски.
 41. ГОСТ 1758-81 (СТ СЭВ 1161-78). Передачи зубчатые конические и гипоидные. Допуски.
 42. ГОСТ 3325-85 (СТ СЭВ 773-77). Подшипники шариковые и роликовые. Посадки.
 43. ГОСТ 3675-81 (СТ СЭВ 1162-78). Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи червячные цилиндрические. Допуски.
 44. ГОСТ 16319-70. Цепи размерные. Термины, определения и обозначения.
 45. ГОСТ 16320-70. Цепи размерные. Расчет размерных цепей.
 46. ГОСТ 19415-74. Цепи размерные. Методы расчета коэффициентов относительной асимметрии и относительного рассеяния замыкающего звена.
 47. ГОСТ 25346-89. (СТ СЭВ 145-75) ЕСДП СЭВ. Общие положения, ряды допусков и основные отклонения.

ДЛЯ ЗАМЕТОК

Навчальне видання

КРАВЧЕНКО Леонід Степанович

**РОЗМІРНИЙ АНАЛІЗ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ,
ВИГОТОВЛЕННІ ТА СКЛАДАННІ**

Навчальний посібник
для студентів машинобудівних спеціальностей

Російською мовою

Роботу рекомендував до видання О. М. Шелковой

Редактор О. І. Шпильова
Коректор Н. В. Ковшарь
Комп'ютерний набір та верстка В. О. Склепус

План 2009 р., поз. 26/

Підписано до друку . Формат 60×84 1/16. Папір офсет. № 2.
Друк – ризографія. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 18,2. Обл.-вид. арк. 24,6.
Наклад 300 прим. Зам. № . Ціна договірна

Видавничий центр НТУ «ХП».

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 116 від 10. 07. 2000 р.
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Друкарня НТУ «ХП»
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21